

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А.Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« »

июня 2017 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 «Тепловые электрические станции»

код – наименование направления

Реконструкция тепловой схемы блока 800 МВт БГРЭС-1

тема

Руководитель

подпись, дата

к.т.н., доцент каф.ТЭС

должность, ученая степень

С.Р. Янов

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

Е.В. Червенкова

инициалы, фамилия

Тех. контроль

подпись, дата

профессор каф. ТЭС

должность, ученая степень

С.А. Михайленко

инициалы, фамилия

Нормоконтроль

подпись,
дата

доцент каф. ТЭС

должность, ученая степень

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А.Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« »

2017 г.

ЗАДАНИЕ

НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

в форме _____ бакалаврской работы

Студенту Червенковой Екатерине Владиславовне
(фамилия, имя, отчество студента)

Группа ФЭ13-02Б Направление (специальность) 13.03.01
код

Теплоэнергетика и теплотехника
(наименование)

Тема выпускной квалификационной работы Реконструкция тепловой
схемы блока 800 МВт БГРЭС - 1

Утверждена приказом по университету № 758/с от 30 января 2017 года

Руководитель ВКР С.Р. Янов, к.т.н., доцент кафедры
(инициалы, фамилия, должность и место работы)

«ТЭС».

Исходные данные для ВКР Установленная мощность – 800 МВт, полная
тепловая нагрузка – 164 МВт., район размещения – г. Шарыпово, топливо-
Березовский бурый уголь.

Перечень разделов ВКР Актуальность проекта, расчетная часть,
экономическая часть.

Перечень графического материала:

Лист 1 – ПТС блока 800 МВт БГРЭС-1;

Лист 2 – ПТС реконструированного блока 800 МВт БГРЭС-1;

Лист 3 – План на отметке обслуживания блока 800 МВт БГРЭС-1;

Лист 4 – Разрез главного корпуса блока 800 МВт БГРЭС-1;

Лист 5 – Технико-экономические показатели блока 800 МВт БГРЭС-1.

Руководитель ВКР _____
подпись, дата

С.Р. Янов
инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению

подпись, инициалы и фамилия студента

« ____ » _____ 2017г.

Реферат

Выпускная квалификационная работа по теме «Реконструкция тепловой схемы блока 800 МВт БГРЭС-1» содержит 83 страницы текстового документа, 17 использованных источников, 5 листов графического материала.

ТУРБИНА, КОНДЕНСАЦИОННЫЙ БЛОК, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, БЕЗДЕАЭРАТОРНАЯ ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, НЕЙТРАЛЬНО-КИСЛОРОДНЫЙ ВОДНЫЙ РЕЖИМ, ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ.

Объектом проектирования является Березовская ГРЭС-1. Рассмотрен вопрос использования бездеаэрационной тепловой схемы блока 800 МВт. Цель работы состоит в реконструкции тепловой схемы блока 800 МВт для снижения удельных расходов топлива, чтобы быть конкурентно способным на рынке энергетики.

Полученные результаты показывают улучшение технико-экономических показателей станции после реконструкции тепловой схемы, подтверждают целесообразность снижения удельных расходов топлива данным способом.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1 Актуальность проекта.....	8
1.1 Краткая характеристика турбины	8
1.2 Описание котла Пп-2650-255	10
2 Технические решения.....	12
3 Расчетная часть.....	12
3.1 Расчет тепловой схемы до реконструкции.....	12
3.1.1 Исходные данные.....	12
3.1.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды	16
3.1.3 Определение предварительного расхода пара на турбину.....	20
3.1.4 Баланс пара и конденсата.....	21
3.1.5 Расчет регенеративной схемы	21
3.1.5.1 Расчёт регенеративной схемы (ПВД)	21
3.1.5.2 Расчёт деаэратора.....	23
3.1.5.3 Расчёт регенеративной схемы (ПНД)	25
3.1.6 Проверка баланса пара в турбине:	28
3.1.7 Проверка по мощности	28
3.1.8 Расчет технико-экономических показателей работы станции.....	29
3.2 Расчет реконструированной принципиальной тепловой схемы.....	35
3.2.1.Описание бездеаэрационной схемы с нейтральнокислородным водным режимом.....	35
3.2.2 Процесс расширения пара в турбине.....	38
3.2.3 Определение параметров пара по элементам схемы	42
3.2.4 Расчет установки по подогреву сетевой воды	45
3.2.4.1 Определение расхода пара на верхний сетевой подогреватель.....	46
3.2.4.2 Определение расхода пара на нижний сетевой подогреватель	47
3.2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину.....	50
3.2.6 Баланс пара и конденсата.....	51
3.2.7 Расчет регенеративной схемы	53
3.2.7.1 Расчет подогревателей высокого давления	53
3.2.7.2 Расчет смесителя.....	56
3.2.7.3 Расчет подогревателей низкого давления.....	57
3.2.8 Расчет материального баланса	65
3.2.9 Проверка балансу мощности	65
3.3. Расчёт технико-экономических показателей станции	66
4 Экономическая часть.....	70

4.1 Определение экономии топлива в процессе эксплуатации.....	70
4.2 Определение срока окупаемости проекта	73
4.2.1 Показатели эффективности инвестиционного проекта.....	73
4.2.2 Расчет капитальных вложений.....	74
4.2.3 Расчёт доходов от реализации проекта	9
4.2. 4 Расчёт срока окупаемости.....	11
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	13
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	14

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в Сибирском регионе рынок электроэнергетики перенасыщен. Идет жесткая конкуренция между ГЭС и ТЭС.

Снижению тарифа в весенний и осенний периоды способствует увеличение выработки электроэнергии на ГЭС в результате весеннего и осеннего паводка, так как себестоимость производства электроэнергии на ГЭС ниже себестоимости электроэнергии на ТЭС. В этой связи ТЭС вынуждены останавливать блоки на летний период, так как не получают прибыль от выработки электроэнергии.

Для территориальных генерирующих компаний с высокой долей выработки электроэнергии снижение тарифа в весенне-летний период затруднено, ввиду увеличения в это время доли выработки электроэнергии по конденсационному режиму с высоким удельным расходом топлива на кВт·ч и, соответственно, более высокой себестоимостью по сравнению с зимним периодом. К тому же в весенне-летний период имеют место дополнительные затраты на ремонт и на создание сезонных запасов топлива на ТЭС.

В связи с этим для того чтобы увеличить диапазон работы ТЭС, в том числе блоков К-800, требуется совершенствование существующих энергоблоков.

В дипломном проекте требуется реконструировать тепловую схему блока 800 МВт БГРЭС-1, с отопительной нагрузкой 164 МВт, работающую на Березовском угле.

1 Актуальность проекта

На сегодняшний день все в большей степени возрастает конкуренция тепловых электрических станций (ТЭС) и гидроэлектростанций (ГЭС). Для того чтобы быть конкурентоспособными на рынке энергетики, необходимо снижать удельный расход топлива. Данной цели можно достичь путем реконструкции тепловой схемы блока 800 МВт БГРЭС - 1.

1.1 Краткая характеристика турбины

При разработке настоящего дипломного проекта, к установке принята одновальная пятицилиндровая турбина типа К-800-240-5

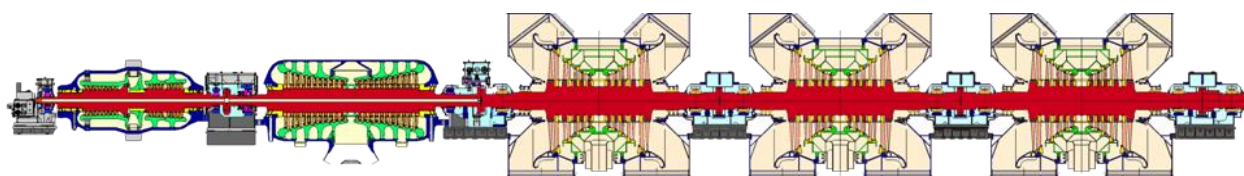


Рисунок 1.1 – Турбина К-800-240-5

Начальные параметры пара: $P_0 = 23,54$ МПа, $t_0 = 540$ °С, промперегрев пара производится при $P_{\text{пп}} = 3,41$ МПа до $t_{\text{пп}} = 540$ °С. Расчетная величина конечного давления $P_k = 0,00343$ МПа при $t_{\text{lv}} = 12$ °С. Частота вращения турбины $n = 50$ Гц. Турбина состоит из пяти цилиндров: ЦВД, выполненный по петлевой схеме; ЦСД двухпоточный; и трех двухпоточных ЦНД. Парораспределение сопловое. Свежий пар подается к четырем параллельно включенным стопорным клапанам, расположенным по два с каждой стороны. К коробкам стопорного клапана приварены по две коробки регулирующих клапанов.

От регулирующих клапанов по восьми трубам пар направляется к четырем паровпускным патрубкам, приваренным к наружному корпусу ЦВД и имеющим подвижное соединение с сопловыми камерами, вваренными во внутренний корпус ЦВД.

Роторы высокого и среднего давления турбины полностью цельнокованные; роторы ЦНД – с насадными дисками. Все соединительные муфты между роторами выполнены жесткими. Упорный подшипник располагается между ЦВД и ЦСД. Система корпусов турбины имеет три мертвые точки: для ЦВД,

ЦСД и первого ЦНД она находится на их передних фундаментных рамах. В турбине применены сегментные опорные подшипники.

Основные технические характеристики турбины представлены в таблице 1.1 [1].

Таблица 1.1 – Основные технические характеристики турбины

Наименование	Величина
Номинальная мощность, МВт	800
Температура свежего пара перед стопорными клапанами, °С	540
Абсолютное давление свежего пара перед стопорными клапанами, МПа	23,54
Давление пара на выходе из ЦВД при номинальной мощности, МПа	3,77
Максимальное давление на выхлопе из ЦВД, МПа	3,85
Температура пара на выхлопе из ЦВД при номинальной мощности, °С	289
Абсолютное давление пара перед стопорными клапанами ЦСД, МПа	3,41
Максимальное давление пара перед стопорными клапанами ЦСД, МПа	3,66
Температура пара перед стопорными клапанами ЦСД, °С	540
Расчетное абсолютное давление в конденсаторе турбины, МПа при температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор 12°С	0,00336
Количество нерегулируемых отборов, шт.	8
Парораспределение	Сопловое
Количество блоков распределения, шт.	2
Число регулирующих клапанов ЦВД, шт.	2*2
Число регулирующих клапанов ЦСД, шт.	4
Число цилиндров, шт.	5

1.2 Описание котла Пп-2650-255

Котел Пп-2650-255 (П-67М) имеет Т-образную компоновку, однокорпусный. Стены выполнены из цельносварных газо-плотных панелей. Каркасы котла и здания совмещены, а все поверхности нагрева, кроме трубчатого воздухоподогревателя (ТВП), подвешены к каркасу.

Была принята однокамерная призматическая топка высотой от середины холодной воронки до ширм 67 м, а до потолочных экранов – 83,5 м. Живое сечение квадратной топки $23,08 \times 23,08$ м, отметка верха каркаса 118 м. Тепловые напряжения в топке приняты не высокими: $q_v = 58,3$ кВт/м³, поперечного сечения топки $q_F = 3,86$ МВт/м². Размол угля осуществляется в МВ единичной производительности 70 т/ч по березовскому углю, количество мельниц восемь, одна из них резервная. Топка имеет 32 тангенциальные горелки прямоточного вдувания, установленных в четыре яруса по высоте. Подсушка топлива осуществляется газами с температурой 680 °С.

От питательных насосов среда разделяется на два потока. Для увеличения массовых скоростей среды в нижней радиационной части (НРЧ) экранные поверхности разделены на два последовательных хода. В первый ход (НРЧ-1) идет 45,3 % расхода жидкости, остальные 54,7 % идут через байпас. Через НРЧ-2 идут все 100 % расхода среды. Таким образом, как в первом, так и во втором ходе НРЧ 2 массовые скорости одинаковы и составляют 1650 кг/(м²·с). Для того, чтобы при низких нагрузках имелась возможность дополнительного увеличения массовых скоростей в НРЧ, используется линия естественной циркуляции среды.

Вторичный пар из ЦВД проходит вторичные перегреватели – конвективный и ширмовый направляется в ЦСД.

Экономайзер котла изготовлен из углеродистых труб. Ширмы третьей ступени, выходной участок конвективного перегревателя высокого давления и ширмы промперегревателя выполнены из аустенитной стали 12Х18Н12Т, остальные поверхности – из перлитной стали 12Х1МФ.

Основные технические характеристики котла приведены в таблице 1.2 [2].

Таблица 1.2 - Основные технические характеристики котла

Наименование	Величина
Паропроизводительность по первичному пару, т/ч	2650
Давление воды на входе в водяной экономайзер (В.Э), МПа	31,5
Температура воды на входе в В.Э., °С	274
Давление пара на выходе из пароперегревателя тракта СКД, МПа	26
Давление пара в собирающем коллекторе в районе пускового впрыска № 1 тракта СКД, МПа	25,5
Расход пара промежуточного перегрева, т/ч	2186
Давление на входе в промперегреватель, МПа	3,8
Температура пара на входе в промперегреватель, °С	286
Давление пара на выходе из промперегревателя, МПа	3,75
Температура перегретого пара на выходе из промперегревателя, °С	545
Температура уходящих газов за ТВП, °С	166
Температура горячего воздуха за ТВП, °С	322
Коэффициент избытка воздуха в топке	1,2
Емкость пароводяного тракта до встроенной задвижки (ВЗ), м ³	400
Емкость пароводяного тракта после ВЗ, м ³	220
Емкость тракта промперегрева, м ³	700
Топливо – Березовские бурые угли с теплотворной способностью, кДж/кг	15707
Растопочное топливо – мазут с теплотворной способностью, кДж/кг	40743

2 Технические решения

1. Реконструкция тепловой схемы блока 800 МВт БГРЭС-1. Применение бездеаэрационной тепловой схемы.

3 Расчетная часть

3.1 Расчет тепловой схемы до реконструкции

3.1.1 Исходные данные

Установленная мощность – 800 МВт, полная тепловая нагрузка – 164 МВт., район размещения – г. Шарыпово, топливо – Березовский бурый уголь.

Тепловая схема представлена на рисунке 3.5 и на втором листе графической части проекта. Выполнена в виде моноблока турбины К-800-240-5 и котлоагрегата П-67 .

Турбина К-800-240-5 [3] мощностью 800 МВт, давление острого пара 23,54 МПа, рассчитана на сверхкритические параметры пара с одноступенчатым промежуточным перегревом. Турбина имеет пять цилиндров: ЦВД выполнен “петлевым”, ЦСД и ЦНД выполнены двухпоточными. Свежий пар с параметрами 23,54 МПа и температурой 540°С через группу стопорных и регулирующих клапанов поступает в двухкорпусный ЦВД, после чего направляется в промежуточный перегреватель парового котла при давлении 3,77 МПа и температуре 289 °С. После промежуточного перегрева пар с давлением 3,24 МПа и температуре 540 °С подводится через стопорные и регулирующие клапаны в середину двухпоточного ЦСД, из ЦСД отводится в три двухпоточных цилиндра низкого давления, Конечное давление в двухсекционном конденсаторе составляет 0,0034 МПа.

Турбина восемь регулирующих отборов пара: два из ЦВД, четыре из ЦСД и два из ЦНД.

Конденсационная группа состоит из двух продольно расположенных в фундаменте однородных конденсаторов типа 800 КЦС-5. Для отсоса паровоздушной смеси установлены три водоструйных эжектора типа ЭВ-7-1000, обеспечивающих протекание нормального теплообмена в конденсаторах.

Конденсационная установка имеет три конденсационных насоса типа КСВ-1000-95 предназначенных для откачки конденсата из конденсатора и подачи его на БОУ.

Охлаждающая вода в конденсаторы подается двумя циркуляционными насосами типа ОВ-2-185.

Регенеративная схема предназначена для подогрева питательной воды паром до температуры 271°C , отбираемым из промежуточных ступеней турбины. В состав регенеративной установки входят следующие оборудование: ПВД, деаэратор, ПНД, охладитель пара из уплотнений, конденсатные насосы.

Питательная установка имеет конденсационный турбопривод, питаемый паром из третьего отбора. Конденсат турбопривода конденсатным насосом направляется в основной конденсатор.

Особенностью тепловой схемы энергоблока с турбиной К-800-240 пятой модификации является применение смешивающих подогревателей низкого давления, в которых вместо конденсатных насосов используется сила гравитации. Для этого подогреватели устанавливают на разных высотах так, чтобы разность давлений уравнивалась массой столба воды в водоперепускной трубе между смежными аппаратами.

Система регенерации высокого давления предназначена для подогрева питательной воды, подаваемыми насосами из деаэратора в котлоагрегат.

Деаэрационная установка блока 800МВт состоит из деаэрационной колонки и аккумуляторного бака, и предназначена для удаления из питательной воды коррозионно-агрессивных газов, для подогрева питательной воды и для создания рабочего резерва воды в баке аккумулятора.

В схеме предусмотрена установка по подогреву сетевой воды. Для подогрева сетевой воды используется пар из пятого и шестого отборов турбины с параметрами $P_5=0,578$ МПа и $i_5=3081$ кДж/кг, $P_6=0,28$ МПа и $i_6=2928$ кДж/кг.

Чтобы выдержать тепловой график сети температура выхода воды из верхнего сетевого подогревателя 150°C . Температура за нижней ступенью сетевой установки равна 125°C . Температура обратной сетевой воды 70°C . Конденсат греющего пара из пятого шестого отборов сливается в деаэратор.

Температура химически очищенной воды 30°C .

Подогрев в сальниковом подогревателе 5°C .

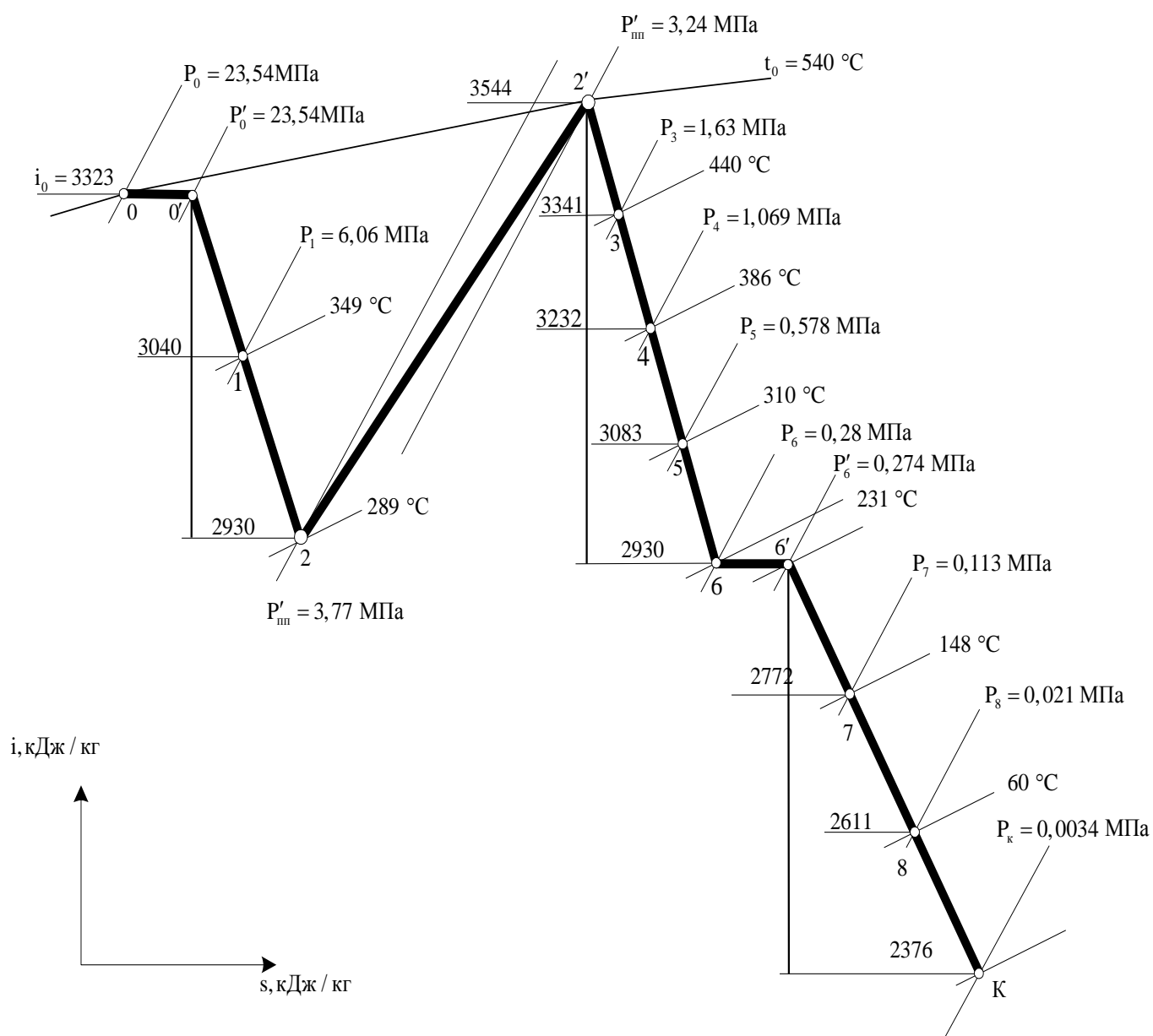


Рисунок 3.2 – Процесс расширения пара в турбине

Технические характеристики турбины приведены в таблице 1.1.

3.1.2 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Расчетная схема подогрева сетевой воды представлена на рис. 3.3.

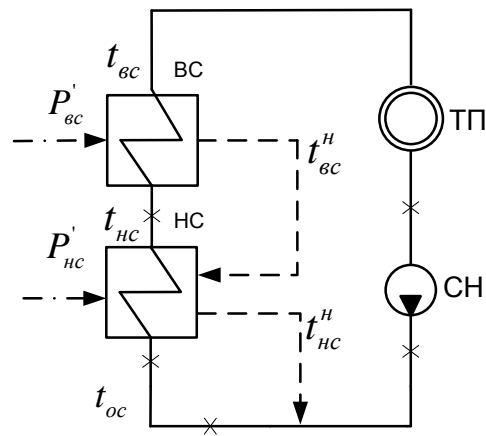


Рисунок 3.3 - Схема подогрева сетевой воды

ТП - тепловой потребитель; СН - сетевой насос; НС - нижний сетевой подогреватель; ВС - верхний сетевой подогреватель.

Максимальная тепловая нагрузка на турбину, МВт:

$$Q_{от}^{ту} = 164 \text{ МВт}$$

Для подогрева сетевой воды используем отборы №5 и 6.

Принимаем потери давления 5%, тогда давления у СП-2 составит, МПа:

$$P_{СП-2} = P_5^{отб} \cdot 0,95 = 0,58 \cdot 0,95 = 0,551 \quad (1)$$

где

$P_5^{отб}$ - давление пара в 5 отборе, МПа;

у СП-1:

$$P_{СП-1} = P_6^{отб} \cdot 0,95 = 0,28 \cdot 0,95 = 0,266 \quad (2)$$

где

$P_6^{отб}$ - давление пара в 6 отборе, МПа;

Температура сетевой воды за СП-2 составит, °С:

$$t_{\text{СП-2}} = t^{\text{H}}(P_{\text{СП-2}}) - \theta = 154 - 4 = 150 \quad (3)$$

где

$\theta = 4^{\circ}\text{C}$ – недогрев воды до температуры насыщения;

Температура сетевой воды за СП-1 составит, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{СП-1}} = t^{\text{H}}(P_{\text{СП-1}}) - \theta = 129,5 - 5 = 124 \quad (4)$$

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{от}}^{\text{тип}}}{C_{\text{в}} \cdot \Delta t} = \frac{164000}{4,186 \cdot (150 - 70)} = 489,728 \quad (5)$$

где

$C_{\text{в}} - 4,19$ – теплоемкость воды [3], кДж/кг;

Расход пара на СП-2, кг/с:

$$D_{\text{СП-2}} = \frac{G_{\text{св}} \cdot (\overline{t_{\text{СП-2}}} - \overline{t_{\text{СП-1}}})}{(i_{\text{СП-2}} - t_{\text{СП-2}}^{\text{H}}) \cdot \eta} = \frac{489,728 \cdot (628,5 - 523,75)}{(3081 - 655,8) \cdot 0,98} = 21,584 \quad (6)$$

где

$G_{\text{св}}$ – расход сетевой воды, кг/с, (см. формулу 5);

$\overline{t_{\text{СП-2}}}$ – энтальпия воды за верхним сетевым подогревателем, кДж/кг,

(см. таблицу 3.1);

$\overline{t_{\text{СП-1}}}$ – энтальпия воды за нижним сетевым подогревателем, кДж/кг,

(см. таблицу 3.1);

$i_{\text{СП-2}}$ – энтальпия отборного пара на верхний сетевой подогреватель, кДж/кг, (см. рис. 3.2)

$t_{\text{СП-2}}^{\text{H}}$ – энтальпия конденсата греющего пара верхнего сетевого подогревателя, кДж/кг, (см. рис. 3.2)

$\eta=0,98$ – КПД теплообменного аппарата [1];

Расход пара на СП-1, кг/с:

$$D_{СП-1} = \frac{G_{св} \cdot (\overline{t_{СП-1}} - \overline{t_{oc}}) - D_{СП-2} \cdot (\overline{t_{СП-2}^H} - \overline{t_{СП-1}})}{(\overline{i_{СП-1}} - \overline{t_{СП-1}^H}) \cdot \eta} = \quad (7)$$
$$= \frac{489,728 \cdot (523,75 - 293,012) - 21,584 \cdot (655,8 - 523,75)}{(2928 - 543,4) \cdot 0,98} = 47,159$$

где

$\overline{t_{oc}}$ – энтальпия обратно сетевой воды по графику тепловой сети, кДж/кг;

$D_{СП-2}$ – расход пара на верхний сетевой подогреватель, кг/с, (см. формулу 6);

$\overline{t_{СП-1}^H}$ – энтальпия конденсата греющего пара нижнего сетевого подогревателя, кДж/кг, (см. рис. 3.2);

$\overline{i_{СП-1}}$ – энтальпия отборного пара на нижний сетевой подогреватель, кДж/кг, (см. рис. 3.2)

Таблица 3.1 – Параметры пара и воды по элементам тепловой схемы.

Наименование вели- чин	ПВД-8	ПВД-7	ПВД-6	Деаэратор	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1	Конденсатор	СП-2	СП-1
Давление отборного пара, МПа	6,06	3,77	1,63	1,069	0,578	0,28	0,113	0,021	0,00343	0,578	0,28
Энтальпия пара, кДж/кг	3040	2938	3341	3232	3083	2929,6	2771,6	2611	2406	3081	2928
Давление в подогре- вателе, МПа	5,757	3,582	1,55	0,6	0,549	0,266	0,107	0,02	0,00343	0,549	0,266
Температура конденса- та греющего пара, °С	273	244	199,84	164,96	155	129	102	60	27	155	129
Энтальпия конденса- та греющего пара, кДж/кг	1201	1056	862,7	765,6	655,8	544,1	425,4	251,5	111	655,8	543,4
Температура воды на выходе, °С	271	242	197,84	177	152	126	102	60	23	150	125
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	1134,6	1013,2	835,8	741,1	636,4	527,5	425,4	251,5	96,41	628,8	523,75
Использованный теп- лотерепад, кДж/кг	283	393	595	704	853	1006	1162	1325	1530	853	1006

3.1.3 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительных отборов:
для первого отбора:

$$y_{t1} = \frac{i_{\text{сп-1}} - i_k}{i_0 - i_k + q_{\text{пп}}} = \frac{2928 - 2406}{3323 - 2406 + 614} = 0,341 \quad (8)$$

где

i_k – энтальпия пара, идущего в конденсатор турбины, кДж/кг, (см. рис.3.2);

i_0 – начальная энтальпия пара, кДж/кг, (см. рису.3.2);

$$q_{\text{пп}} = i''_{\text{пп}} - i'_{\text{пп}} = 3544 - 2930 = 614, \text{ кДж/кг};$$

для второго отбора:

$$y_{t2} = \frac{i_{\text{сп-2}} - i_k}{i_0 - i_k + q_{\text{пп}}} = \frac{3081 - 2406}{3323 - 2406 + 615} = 0,441 \quad (9)$$

Принимая коэффициент регенерации $K_p = 1,28$ расход пара на турбину составит, кг/с:

$$\begin{aligned} D_T &= K_p \cdot \left(\frac{W_{\text{э}}}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{t1} \cdot D_{t1} + y_{t2} \cdot D_{t2} \right) = \\ &= 1,28 \cdot \left(\frac{800000}{1562 \cdot 0,97} + 0,341 \cdot 47,159 + 0,441 \cdot 21,584 \right) = 722,292 \end{aligned} \quad (10)$$

где

$H_i = 1562$ кДж/кг – теплоперепад срабатываемый турбиной;

$\eta_{\text{эм}} = 0,97$ – электромеханический КПД.

3.1.4 Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принят 0,05 % от расхода пара на турбину [5], кг/с:

$$D_{\text{эж}} = 0.005 \cdot D_{\text{т}} = 0.005 \cdot 722,292 = 3,611 \quad (11)$$

Расход пара на уплотнение турбины, кг/с:

$$D_{\text{упл}} = 0,01 + D_{\text{т}} = 0,01 + 722,292 = 7,223 \quad (12)$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \frac{\alpha_{\text{ут}}}{100} \cdot D_{\text{т}} = \frac{2}{100} \cdot 722,292 = 14,446 \quad (13)$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{\text{сн}} = \left(\frac{\alpha_{\text{мз}}^{\text{сн}}}{100} + \frac{\alpha_{\text{ко}}^{\text{сн}}}{100} \right) \cdot D_{\text{т}} = \left(\frac{1,2}{100} + \frac{1,2}{100} \cdot 722,292 \right) = 17,335 \quad (14)$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{\text{пе}} = D_{\text{т}} + D_{\text{эж}} + D_{\text{ут}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{сн}} = 764,907 \quad (15)$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$D_{\text{пв}} = D_{\text{пе}} = 764,907 \quad (16)$$

3.1.5 Расчет регенеративной схемы

3.1.5.1 Расчёт регенеративной схемы (ПВД)

Расчетная схема ПВД представлена на рисунке 3.4.

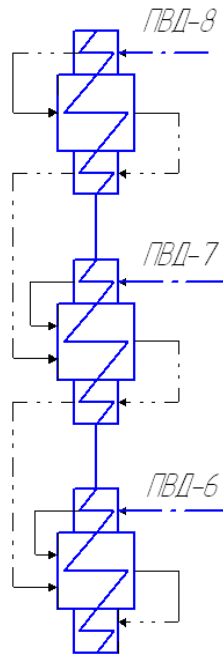


Рисунок 3.4 – Схема включения подогревателей высокого давления

Уравнение теплового баланса для ПВД-8:

$$D_1 \cdot (i_1 - \bar{t}_1^H) \cdot \eta = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}'_{\text{пв}}) \quad (17)$$

Расход пара на ПВД-8, кг/с:

$$D_1 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}'_{\text{пв}})}{(i_1 - \bar{t}_1^H) \cdot \eta} = \frac{764,907 \cdot (1134,6 - 1013,2)}{(3040 - 1201) \cdot 0,98} = 51,525 \quad (18)$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-7:

$$(D_2 \cdot (i_1 - \bar{t}_2^H) + D_1 \cdot (\bar{t}_1^H - \bar{t}_2^H)) \cdot \eta = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пв}} - \bar{t}''_{\text{пв}}) \quad (19)$$

Расход пара на ПВД-7, кг/с:

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}'_{\text{пв}} - \bar{t}''_{\text{пв}}) - D_1 \cdot (\bar{t}_1^H - \bar{t}_2^H) \cdot \eta}{(i_2 - \bar{t}_2^H) \cdot \eta} = \\ &= \frac{764,907 \cdot (1013,2 - 835,8) - 51,525 \cdot (1201 - 1056) \cdot 0,98}{(2938 - 1056) \cdot 0,98} = 69,603 \end{aligned} \quad (20)$$

Уравнение теплового баланса для ПВД-6:

$$(D_3 \cdot (i_3 - \bar{t}_3^H) + (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_2^H - \bar{t}_3^H)) \cdot \eta = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}}'' - \bar{t}_d') \quad (21)$$

Перепад давления на питательном насосе, бар:

$$\Delta P = 350 - 7,5 = 342,5$$

Перепад энтальпий на питательном насосе, кДж/кг:

$$\Delta \bar{t}_{\text{пн}} = \frac{\Delta P \cdot v \cdot 10^2}{\eta_{\text{н}}} = \frac{342,5 \cdot 0,00109 \cdot 10^2}{0,75} = 49,78 \quad (22)$$

где $v = 0,00109 \text{ м}^3/\text{кг}$ - удельный объем воды;

$\eta_{\text{н}} = 0,75$ - КПД питательного насоса.

Энтальпия питательной воды на входе в ПВД-5 с учетом нагрева ее в ПН, кДж/кг:

$$\bar{t}_d' = \bar{t}_d + \Delta \bar{t}_{\text{пн}} = 670,5 + 49,78 = 720,277 \quad (23)$$

Расход пара на ПВД-6, кг/с:

$$\begin{aligned} D_3 &= \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}}'' - \bar{t}_d') - (D_2 + D_1) \cdot (\bar{t}_2^H - \bar{t}_3^H) \cdot \eta}{(i_3 - \bar{t}_3^H) \cdot \eta} = \\ &= \frac{764,907 \cdot (835,8 - 720,277) - (69,603 + 51,525) \cdot (1056 - 862,7) \cdot 0,98}{(3341 - 862,7) \cdot 0,98} = \\ &= 18,545 \end{aligned} \quad (24)$$

3.1.5.2 Расчёт деаэратора

Расчетная схема деаэратора представлена на рис. 3.5.

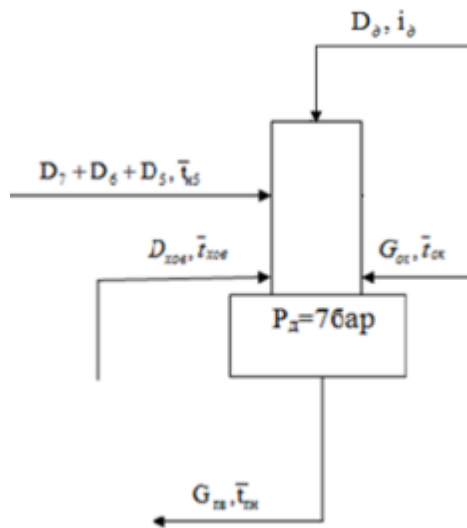


Рисунок 3.5 - Схема включения деаэратора

Уравнения материального и теплового баланса:

$$\begin{cases} G_{\text{пв}} = (D_7 + D_6 + D_5) + D_{\delta} + G_{\text{ок}} + D_{\text{хог}} \\ G_{\text{пв}} \cdot \bar{t}_{\text{пв}} = (D_7 + D_6 + D_5) \cdot \bar{t}_{\text{н5}} + D_{\delta} \cdot i_{\delta} + G_{\text{ок}} \cdot \bar{t}_{\text{ок}} + D_{\text{хог}} \cdot \bar{t}_{\text{хог}} \end{cases}$$

Выразив $G_{\text{ок}}$ из первого уравнения системы уравнений и, подставив во второе уравнение получим D_{δ} , кг/с :

$$D_{\delta} = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{ок}}) + (D_7 + D_6 + D_5) \cdot (\bar{t}_{\text{ок}} - \bar{t}_{\text{н5}}) + D_{\text{хог}} \cdot (\bar{t}_{\text{ок}} - \bar{t}_{\text{хог}})}{\bar{i}_{\delta} - \bar{t}_{\text{ок}}}, \quad (25)$$

где

$D_{\text{хог}} = 14,446 + 17,335 = 31,781$ - восполнение потерь пара и конденсата химочищенной водой;

$\bar{t}_{\text{хог}} = 125,58$ кДж/кг - энтальпия химочищенной воды;

$$D_o = \frac{764,907 \cdot (670,5 - 697,14) + (18,545 + 69,603 + 51,525) \cdot (636,4 - 862,7) + 31,712 \cdot (636,4 - 125,58)}{3232 - 636,4} = 11,977$$

Из первого уравнения найдем $G_{ок}$, кг/с:

$$G_{ок} = G_{пв} - (D_7 + D_6 + D_5) - D_{\delta} - D_{хов},$$

$$G_{ок} = 764,907 - (18,545 + 69,603 + 51,525) - 11,977 - 31,781 = 581,476 \quad (26)$$

3.1.5.3 Расчёт регенеративной схемы (ПНД)

Расчетная схема регенеративной схемы (ПНД) представлена на рис.3.6.

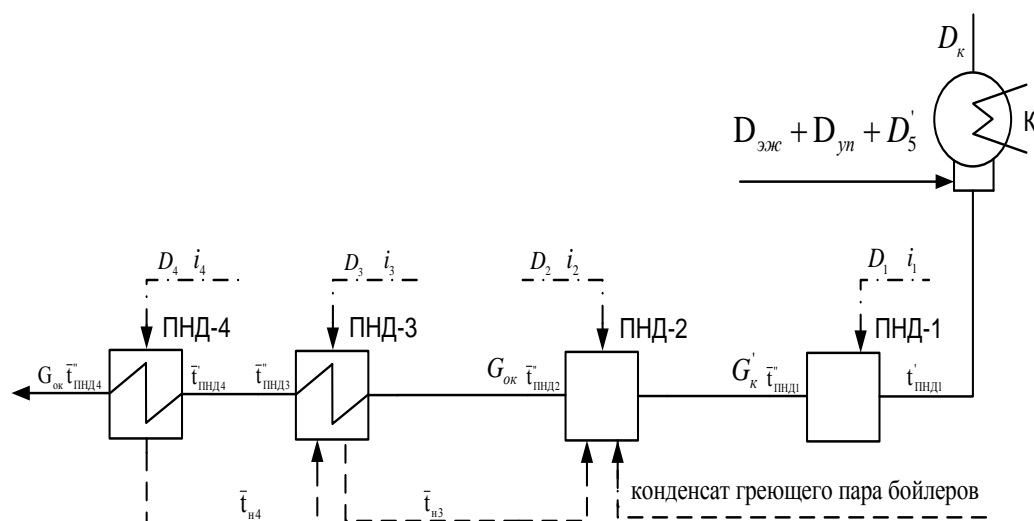


Рисунок 3.6 - Схема включения регенеративной схемы (ПНД)

Уравнение теплового баланса для ПНД-4:

$$D_4 \cdot (i_4 - \bar{t}_{н4}) \cdot \eta = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{пнд4}'' - \bar{t}_{пнд4}') \quad (27)$$

Расход пара на ПНД-4 из уравнения (27), кг/с:

$$D_4 = \frac{G_{ок} \cdot (\bar{t}_{пнд4}'' - \bar{t}_{пнд4}')}{(i_4 - \bar{t}_{н4}) \cdot \eta}, \quad (28)$$

$$D_4 = \frac{581,476 \cdot (636,4 - 527,5)}{(3083 - 645,8) \cdot 0,98} = 26,621 \quad (29)$$

Уравнение теплового баланса для ПНД-3:

$$D_3 \cdot (i_3 - \bar{t}_{н3}) \cdot \eta + D_4 \cdot (\bar{t}_{н4} - \bar{t}_{н3}) \cdot \eta = G_{ок} \cdot (\bar{t}_{пнд3}'' - \bar{t}_{пнд3}') \quad (30)$$

Расход пара на ПНД-3 из уравнения (30), кг/с:

$$D_3 = \frac{G_{ок} \cdot (\bar{t}_{пнд3}'' - \bar{t}_{пнд3}') - D_4 \cdot (\bar{t}_{н4} - \bar{t}_{н3}) \cdot \eta}{(i_3 - \bar{t}_{н3}) \cdot \eta}, \quad (31)$$

$$D_3 = \frac{581,476 \cdot (527,5 - 425,4) - 26,621 \cdot (655,8 - 544,1) \cdot 0,98}{(2929,6 - 544,1) \cdot 0,98} = 24,149 \quad (32)$$

Уравнения теплового и материального баланса для ПНД -2:

$$\begin{cases} G_{ок} = G_{\kappa}' + (D_4 + D_3) + D_2 + (D_{вс} + D_{нс}) \\ G_{ок} \cdot \bar{t}_{пнд3}'' = G_{\kappa}' \cdot \bar{t}_{пнд2}'' + (D_4 + D_3) \cdot \bar{t}_{н3} + D_2 \cdot i_2 \cdot \eta + (D_{вс} + D_{нс}) \cdot \bar{t}_n^{вс} \end{cases}$$

Подставив первое уравнение во второе, выразим G_{κ}' , кг/с:

$$G_{\kappa}' = \frac{G_{ок} \cdot (i_2 \cdot \eta - \bar{t}_{пнд2}'') - (D_4 + D_3) \cdot (\bar{t}_{н3} - i_2 \cdot \eta) + (D_{вс} + D_{нс}) \cdot (\bar{t}_n^{вс} - i_2 \cdot \eta)}{i_2 \cdot \eta - \bar{t}_{пнд1}''}, \quad (33)$$

$$G_{\kappa}' = \frac{581,476 \cdot (2771,6 \cdot 0,98 - 425,4) - (26,621 + 24,149) \cdot (544,1 - 2771,6 \cdot 0,98) + (21,584 + 47,159) \cdot (543,4 - 2771,6 \cdot 0,98)}{2771,6 \cdot 0,98 - 251,5} = 442,219$$

Из первого уравнения найдем расход пара на ПНД-2, D_2 , кг/с:

$$D_2 = G_{ок} - G_{\kappa}' - (D_4 + D_3) - (D_{вс} + D_{нс}), \quad (34)$$

$$D_2 = 581,476 - 442,219 \cdot (26,621 + 24,149) - (21,584 + 47,159) = 19,744 \quad (35)$$

Уравнения теплового и материального баланса для ПНД -1:

$$\begin{cases} G'_\kappa = D'_\kappa + D_1 \\ G'_\kappa \cdot \bar{t}_{\text{ПНД1}}'' = D'_\kappa \cdot \bar{t}_{\text{ПНД1}}' + D_1 \cdot i_1 \cdot \eta \end{cases}$$

Подставив первое уравнение во второе найдем расход пара в ПНД -1, D_1 , кг/с:

$$D_1 = \frac{G'_\kappa \cdot (\bar{t}_{\text{ПНД1}}'' - \bar{t}_\kappa)}{i_1 \cdot \eta - \bar{t}_\kappa}, \quad (36)$$

где

$\bar{t}_\kappa = 96.41$ кДж/кг - энтальпия конденсата после ПС-1 (температура перед ПС-1 = 25,981 °C, нагрев на 5°C).

$$D_1 = \frac{442,219 \cdot (251,5 - 96,41)}{2611 \cdot 0,98 - 96,41} = 27,853 \quad (37)$$

Расход основного конденсата в ПНД-1 D_κ , кг/с:

$$\begin{aligned} D'_\kappa &= G'_\kappa - D_1, \\ D'_\kappa &= 442,219 - 27,853 = 414,367 \end{aligned} \quad (38)$$

Расхода пара в конденсатор, кг/с:

$$\begin{aligned} D_\kappa &= D'_\kappa - (D_{\text{эжс}} + D_{\text{ym}} + D'_5), \\ D_\kappa &= 414,367 - (3,611 + 7,223 + 41,28) = 362,252 \end{aligned} \quad (39)$$

где

$D'_5 = 41,28$ кг/с - расход пара на турбопривод.

3.1.6 Проверка баланса пара в турбине:

$$D_k = D_T - (D_7 + D_6 + D_5 + D_5' + D_\partial + D_4 + D_3 + D_2 + D_1 + D_{вс} + D_{ис}), \quad (40)$$

$$\begin{aligned} D_k &= 722,29 \\ &\quad - (51,525 + 69,603 + 18,545 + 41,28 + 11,977 + 26,621 \\ &\quad + 24,149 + 19,744 + 27,853 + 47,159 + 21,584) \\ &= 362,252 \end{aligned}$$

Полностью совпадает с ранее найденным значением.

3.1.7 Проверка по мощности

$$W = \left(\sum_{i=1}^n D_i^{\text{отб}} \cdot H_i^{\text{отб}} \right) \cdot \eta_{\text{эм}} \quad (41)$$

$$\begin{aligned} W &= (51,525 * 283 + 69,603 * 393 + 18,545 * 595 + 41,28 * 595 + 11,977 * 704 \\ &\quad + 26,621 * 853 + 24,149 * 1006 + 19,744 * 1162 + 27,853 * 1325 \\ &\quad + 47,159 * 1006 + 21,584 * 853 + 362,252 * 1530) * 0.97 = 788500 \end{aligned}$$

Погрешность расчета составляет:

$$\delta \quad \delta = \left| \frac{W - W_p}{W} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{800000 - 786700}{800000} \right| \cdot 100\% = 1,435 \quad (42)$$

Данное значение δ удовлетворяет условию $\delta \leq 2\%$ [3].

Полученные данные используем для расчета ТЭП блока.

3.1.8 Расчет технико-экономических показателей работы станции

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{\text{ТУ}} = D_{\text{Т}} * (i_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}} * (i''_{\text{пп}} - i'_{\text{пп}}) + D_{\text{хов}} * (\bar{t}_{\text{хов}} - \bar{t}_{\text{пв}}) \quad (43)$$

где $D_m = 722,292$ кг/с - смотри формулу 10;

$i_0 = 3319$ кДж/кг - энтальпия перегретого пара (см. рис.3.2);

$\bar{t}_{\text{пв}} = 1176$ кДж/кг - энтальпия питательной воды (см. табл.3.1);

$$D_{\text{пп}} = D_m - D_1 - D_2 = 722,292 - 51,525 - 69,603 = 601,164$$

$i''_{\text{пп}} = 3544$ кДж/кг - энтальпия пара на выходе из промперегрева (см.рис.3.2);

$i'_{\text{пп}} = 2915$ кДж/кг - энтальпия пара на входе в промперегрев (см. рис.3.2);

$D_{\text{хов}} = D_{\text{ут}} + D_{\text{сн}} = 14,446 + 17,335 = 31,781$ - восполнение потерь пара и конденсата химочищенной водой;

$\bar{t}_{\text{хов}} = 125,58$ кДж/кг - энтальпия химочищенной воды.

$$Q_{\text{тy}} = 722,292 \cdot (3323 - 1135) + 599,868 \cdot (3544 - 2930) + 31,781 \cdot (125,58 - 1135) = 1918000 \quad (44)$$

Затраченная теплота на верхний сетевой подогреватель, кВт:

$$Q_{\text{твс}} = D_{\text{вс}} \cdot (i_{\text{вс}} - \bar{t}_{\text{вс}}^{\text{H}}), \quad (45)$$

$$Q_{\text{т}}^{\text{вс}} = 21,584 \cdot (3065 - 649,8) = 52350$$

Затраченная теплота на нижний сетевой подогреватель, кВт:

$$Q_{\text{нвс}} = D_{\text{вс}} \cdot (\bar{t}_{\text{вс}}^{\text{H}} - \bar{t}_{\text{нс}}^{\text{H}}) + D_{\text{нс}} \cdot (i_{\text{нс}} - \bar{t}_{\text{нс}}^{\text{H}}), \quad (46)$$

$$Q_{\text{т}}^{\text{нс}} = 47,159 \cdot (2928 - 543,4) + 21,584 \cdot (655,8 - 543,4) = 114900$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{твс}} + Q_{\text{тнс}}, \quad (47)$$

$$Q_{\text{т}} = 52350 + 114900 = 167200$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{тy}}^{\circ} = Q_{\text{тy}} - Q_{\text{т}}, \quad (48)$$

где $Q_{\text{тy}} = 1918000$ кВт - расход тепла на турбоустановку (см. формулу 44);

$Q_{\text{т}} = 167200$ кВт - затраченная теплота на сетевые подогреватели (см. формулу 47);

$$Q_{\text{тy}}^{\circ} = 1918000 - 167200 = 1750800$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{не}} = D_{\text{не}} \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{нн}} \cdot (i''_{\text{нн}} - i'_{\text{нн}}), \quad (49)$$

где $D_{\text{не}} = 764,907$ кг/с - расход перегретого пара (см. формулу 16);

$i_0 = 3319$ кДж/кг - энтальпия перегретого пара (см. рис.3.2);

$\bar{t}_{\text{пв}} = 1176$ кДж/кг - энтальпия питательной воды (см. табл.3.1);

$i''_{\text{п}} = 3544$ кДж/кг - энтальпия пара на выходе из промперегрев (см.рис.3.2);

$i'_{\text{п}} = 2915$ кДж/кг - энтальпия пара на входе в промперегрев (см.рис.3.2);

$$Q_{\text{не}} = 764,907 \cdot (3319 - 1135) + 601,164 \cdot (3544 - 2915) = 2043000$$

Полный расход топлива, кг/с:

$$B = \frac{Q_{\text{не}}}{Q_p^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{не}}}, \quad (50)$$

где $Q_{\text{не}} = 2043000$ кВт - тепловая нагрузка котла (см. формулу 49);

$Q_p^{\text{н}} = 29310$ кДж/кг - низшая теплота сгорания топлива[4];

$\eta_{\text{не}} = 0,9037$ - КПД парогенератора.

$$B = \frac{2043000}{29310 \cdot 0,9037} = 77,132$$

Коэффициенты ценности тепла:

для первого отбора

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{i_{\text{вс}} - i_{\text{к}}}{i_0 + \Delta i_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 + \Delta i_{\text{пп}} - i_{\text{вс}}}{i_0 + \Delta i_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \right), \quad (51)$$

$$\xi_{\text{вс}} = \frac{3081 - 2406}{3323 + 614 - 2406} \cdot \left(1 + 0,42 \cdot \frac{3323 + 614 - 3081}{3323 + 614 - 2406} \right) = 0,544$$

для второго отбора

$$\xi_{bc} = \frac{i_{nc} - i_k}{i_0 + \Delta i_{пп} - i_k} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 + \Delta i_{пп} - i_{nc}}{i_0 + \Delta i_{пп} - i_k} \right), \quad (52)$$

$$\xi_{bc} = \frac{2928 - 2406}{3323 + 614 - 2406} \cdot \left(1 + 0,42 \cdot \frac{3323 + 614 - 2928}{3323 + 614 - 2406} \right) = 0,435$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии, кВт:

$$\Delta Q_{отб}^{\circ} = Q_{мс} \cdot (1 - \xi_{bc}) + Q_{мс} \cdot (1 - \xi_{nc}), \quad (53)$$

где $Q_{мс} = 52350$ кВт - затраченная теплота на верхний сетевой подогреватель (см. формулу 45);

$Q_{мс} = 114900$ кВт - затраченная теплота на нижний сетевой подогреватель (см. формулу 46);

$\xi_{bc} = 0,544$ - коэффициенты ценности тепла для первого отбора (см. формулу 52);

$\xi_{nc} = 0,435$ - коэффициенты ценности тепла для второго отбора (см. формулу 53);

$$\Delta Q_{отб}^{\circ} = 52350 \cdot (1 - 0,544) + 114900 \cdot (1 - 0,435) = 88720$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{ty}^{ch} = 0,05 \cdot Q_{ty}^{\circ}, \quad (54)$$

где $Q_{ty}^{\circ} = 1750000$ кВт - расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии (см. формулу 48)

$$Q_{ty}^{ch} = 0,05 \cdot 1750000 = 87520$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_9 = \frac{Q_{\text{тy}}^9 + \Delta Q_{\text{отб}}^9 + Q_{\text{тy}}^{\text{сн}}}{Q_{\text{тy}}^9 + \Delta Q_{\text{отб}}^9 + Q_{\text{тy}}^{\text{сн}} + Q_{\text{т}}}, \quad (55)$$

где $Q_{\text{тy}}^9$ - то же, что и в формуле (54);

$\Delta Q_{\text{отб}}^9 = 88720$ кВт - увеличение расхода тепла на производство электроэнергии (см. формулу 53);

$Q_{\text{тy}}^{\text{сн}} = 87520$ кВт - расход тепла на собственные нужды турбоагрегата на производство электроэнергии (см. формулу 54);

$Q_{\text{т}}$ - то же, что в формуле (48).

$$K_9 = \frac{1750000 + 88720 + 87520}{1750000 + 88720 + 87520 + 167200} = 0,92$$

Количество опущенной электроэнергии с шин электростанции, кВт:

$$W_{\text{отп}} = W_9 - e_{\text{сн}} \cdot W_9, \quad (56)$$

где $W_9 = 800$ МВт - электрическая мощность, снимаемая с шин генератора;

$e_{\text{сн}} = 0,09$ - расход электроэнергии на собственные нужды станции. [5];

$$W_{\text{отп}} = 800000 - 0,09 \cdot 800000 = 728000$$

Расход электроэнергии на собственные нужды, кВт:

$$W_{\text{э9}}^{\text{сн}} = e_{\text{э9}}^{\text{сн}} \cdot W_9, \quad (57)$$

где $e_{\text{э9}}^{\text{сн}} = 0,05$ - доля электроэнергии затраченная на производство электроэнергии [5];

W_9 - то же, что в формуле (56).

$$W_{\text{э9}}^{\text{сн}} = 0,05 \cdot 800000 = 40000$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с:

$$B_3 = B \cdot K_3 \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W_3 - W_3^{\text{сн}}}, \quad (58)$$

где $B = 77,132$ кг/с - полный расход топлива на котел (см. формулу 50);

$K_3 = 0,92$ - коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии (см. формулу 55);

$W_{\text{отп}} = 728000$ кВт - количество опущенной электроэнергии с шин электростанции (см. 56);

W_3 - то же, что в формуле (56);

$W_3^{\text{сн}} = 40000$ кВт - расход электроэнергии на собственные нужды (см. формулу 57).

$$B_3 = 77,132 \cdot 0,92 \cdot \frac{728000}{800000 - 40000} = 67,984$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_T = B - B_3, \quad (59)$$

где B - то же, что в формуле (58);

$B_3 = 67,984$ кг/с - расход топлива на выработку электроэнергии (см. формулу 58).

$$B_m = 77,132 - 67,984 = 9,148$$

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии, кг/кВт·ч:

$$b_3 = \frac{B_3}{W_3} \cdot 3600, \quad (60)$$

где B_3 - то же, что в формуле (59);

W_3 - то же, что в формуле (58).

$$b_g = \frac{67,984 \cdot 3600}{800000} = 0,306$$

Удельный расход топлива на выработку тепла, кг/ГДж:

$$b_r = \frac{B_r}{Q_T} \cdot 10^6, \quad (61)$$

где $B_r = 9,148$ кг/с - расход топлива на выработку тепла (см. формулу 59);

Q_T - то же, что в формуле (55).

$$b_m = \frac{9,148 \cdot 10^6}{164000} = 55,782$$

3.2 Расчет реконструированной принципиальной тепловой схемы

3.2.1. Описание бездеаэрационной схемы с нейтральнокислородным водным режимом.

До недавних пор содержание кислорода в питательной воде энергоустановок считалось недопустимым. Проведенные в СССР научные исследования и имеющийся эксплуатационный опыт позволили внедрить на ряде энергоблоков сверхкритических параметров пара так называемый нейтрально-кислородный водный режим (НКВР) с дозированием в тракт основного конденсата избыточного количества кислорода. Переход энергоблока с традиционного гидразин-аммиачного водного режима на НКВР допустим при условии низкой удельной электрической проводимости конденсата, не превышающей 0,2 мкСм/см, т. е. при 100%-ной очистке конденсата в блочной обессоливающей установке (БОУ).

При оптимальной начальной концентрации дозированного кислорода примерно 200 мкг/кг НКВР улучшает коррозионное состояние конденсатно-питательного тракта, уменьшает вынос соединений железа в поверхности нагрева котла.

Вследствие этого удастся увеличить более чем вдвое периоды между водными промывками нижней радиационной части (НРЧ) прямоточных котлов. Ввод избыточного кислорода в тракт, например на входе конденсатных насосов после БОУ, приводит к образованию защитных оксидных и гидроок-

сидных пленок на перлитных сталях и к значительному подавлению коррозии, т. е. к пассивации металлических поверхностей.

Советский опыт применения НКВР показал, что благоприятное влияние избыточного кислорода позволяет отказаться от применения нержавеющей сталей при изготовлении трубок поверхностей нагрева регенеративных подогревателей и использовать для этой цепи низколегированную перлитную сталь.

На некоторых ТЭС переход к НКВР осуществлен закрытием выпара из деаэратора питательной воды, вводом в тракт перед конденсатными насосами II ступени кислорода в количестве 150—200 мкг/кг, 100 %-ной очисткой конденсата в БОУ. Применение НКВР при открытом выпаре деаэратора позволяет вывести уголекислоту, образующуюся при термическом разложении бикарбонатов в конденсатном тракте. При такой схеме работы дозировка кислорода должна осуществляться в двух точках — на входе конденсатных и питательных насосов.

Использование бездеаэраторных схем энергоблоков связано не только с возможностью отказа от деаэрации воды при переходе к нейтрально-кислородному водному режиму. При этом повышается экономичность турбоустановки из-за отсутствия дросселирования отборного пара и выпара деаэратора, снижается расход электроэнергии на собственные нужды (отсутствие бустерных насосов), уменьшаются капиталовложения, отпадает необходимость предпусковой деаэрации воды. Однако следует помнить, что деаэратор выполняет в тепловой схеме ряд ответственных функций, связанных с работой системы регенерации и питательной установки. К нему подводятся дренажи греющего пара ПВД, пар из расширителя непрерывной продувки, конденсат испарителей, пар уплотнений турбины и штоков стопорно-регулирующих клапанов. В деаэраторный бак возвращается питательная вода линии рециркуляции питательных насосов и т. п.

Параметры отборов пара на регенерацию при БТС представлены в таблице 3.2

Таблица 3.2 – Параметры отборов пара на регенерацию

№ отбора	Параметры пара в камере отбора		Потребитель
	Абсолютное давление, МПа	Температура, °С	
1	6,06	349	ПВД-8
2	3,77	289	ПВД-7
3	1,63	440	ПТН
4	1,069	386	ПНД-5
5	0,58	310	ПНД-4
6	0,28	231	ПНД-3
7	0,113	148	ПНД-2
8	0,021	60	ПНД-1

С каждой турбиной устанавливается бойлерная группа тепловой производительностью 140 Гкал/ч для подогрева сетевой воды без снижения электрической мощности ниже номинальной величины.

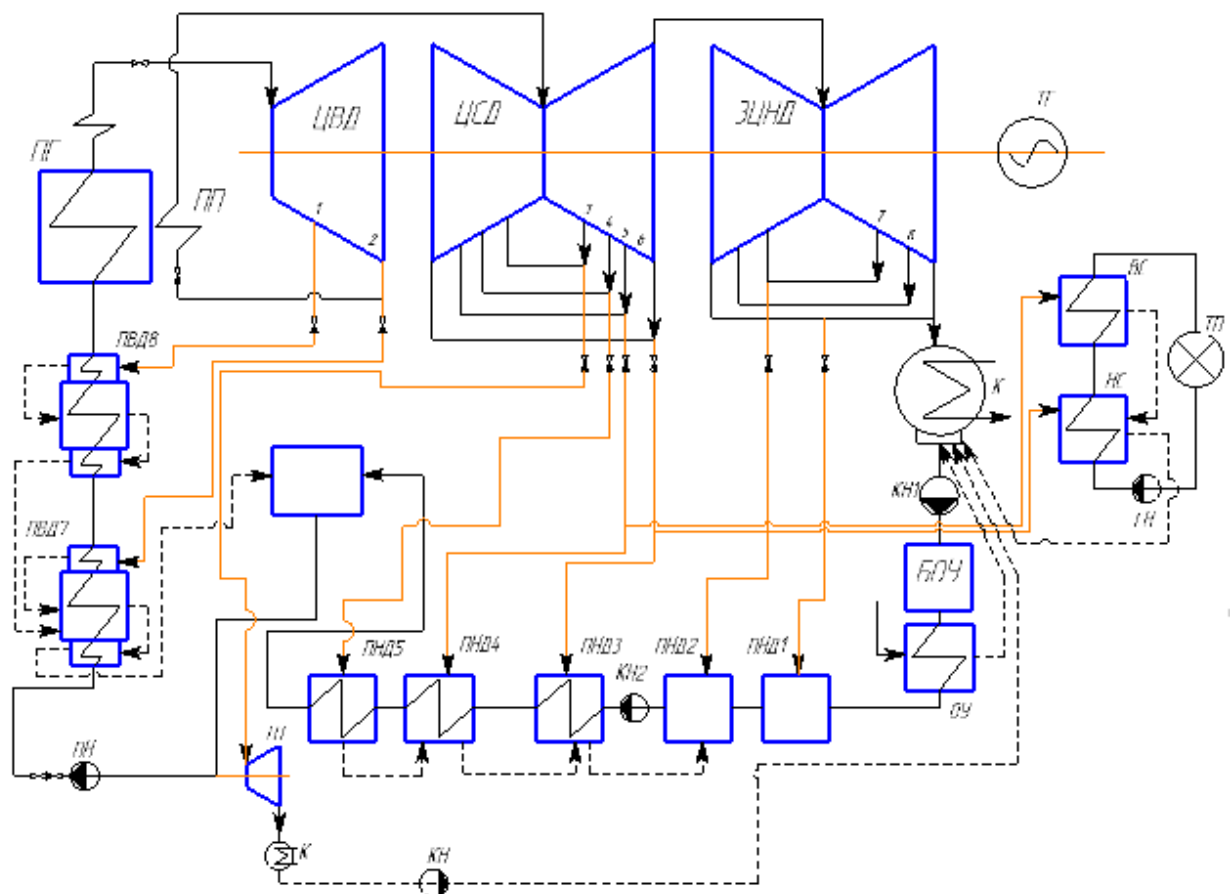


Рисунок 3.7 – Принципиальная тепловая схема после реконструкции

3.2.2 Процесс расширения пара в турбине

Процесс расширения пара в турбине представлен на рисунке 3.8

Исходными данными для построения служат начальные параметры пара по данным таблицы 3.3.

Процесс расширения пара в турбине строится с учетом потерь пара в регулирующих органах и перепускных трубах.

Процесс О-О' Б-Б' – потери давления соответственно в клапанах острого пара ЦВД и перепускных трубах ЦНД, МПа:

$$P'_0 = P_0 \cdot 0,97, \quad (62)$$

$$P'_6 = P_6 \cdot 0,97, \quad (63)$$

где $P_0=23,54$ -давление острого пара перед стопорными клапанами ЦВД;

$P_6=0,28$ - давление пара в шестом отборе и на выходе из ЦСД, Мпа.

$$P'_0 = 23,54 \cdot 0,97 = 22,83 ,$$

$$P'_6 = 0,28 \cdot 0,97 = 0,27 .$$

Точки 1 и 2 характеризует параметры пара в первом и втором отборах, также точка 2 характеризует параметры пара, идущего на промперегрев. Точки 3,4,5,6,7,8- параметры пара в регенеративных отборах. Точка К характеризует параметры пара в конденсаторе.

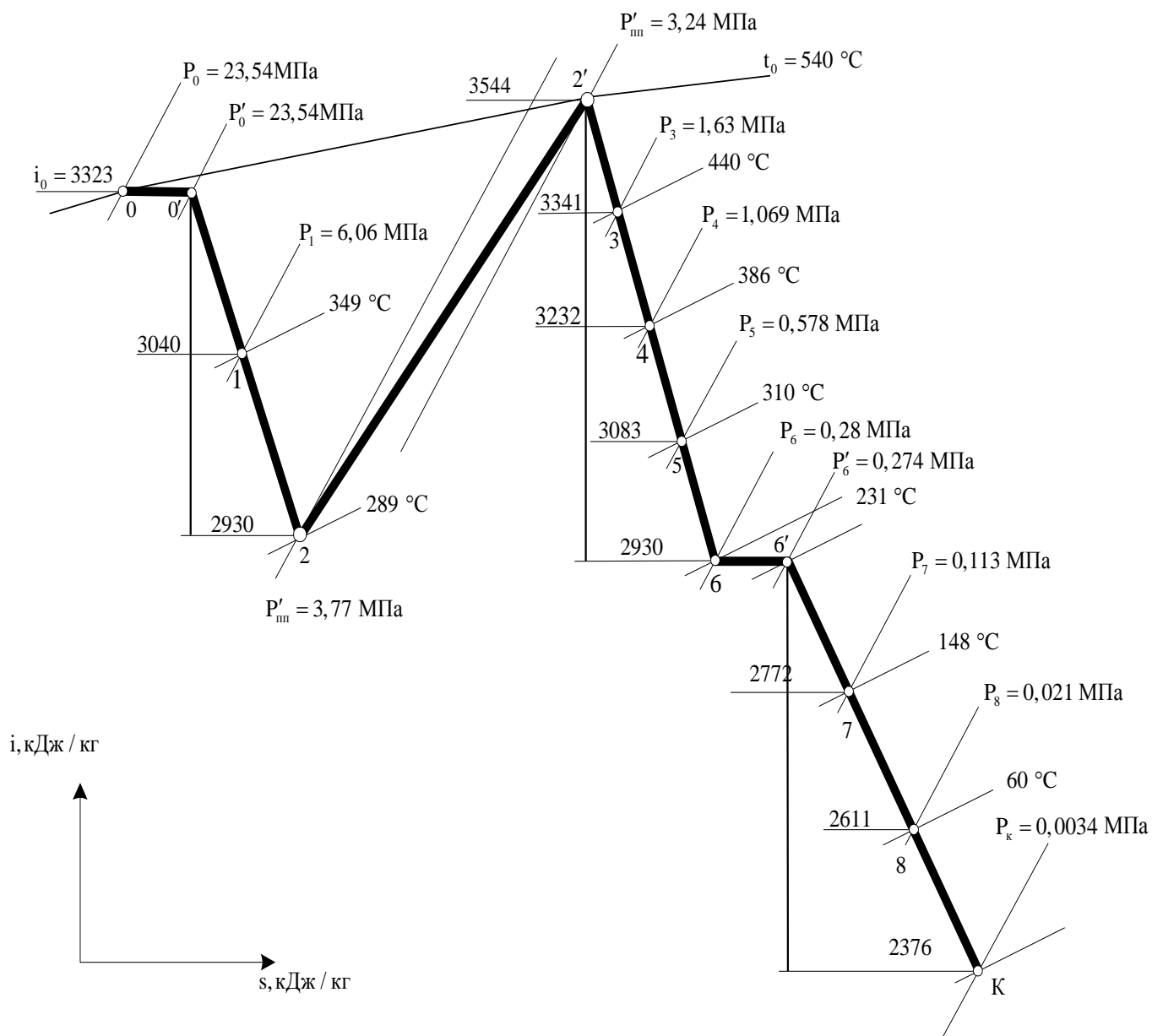


Рисунок 3.8- Процесс расширения пара в турбине К-800-240-5

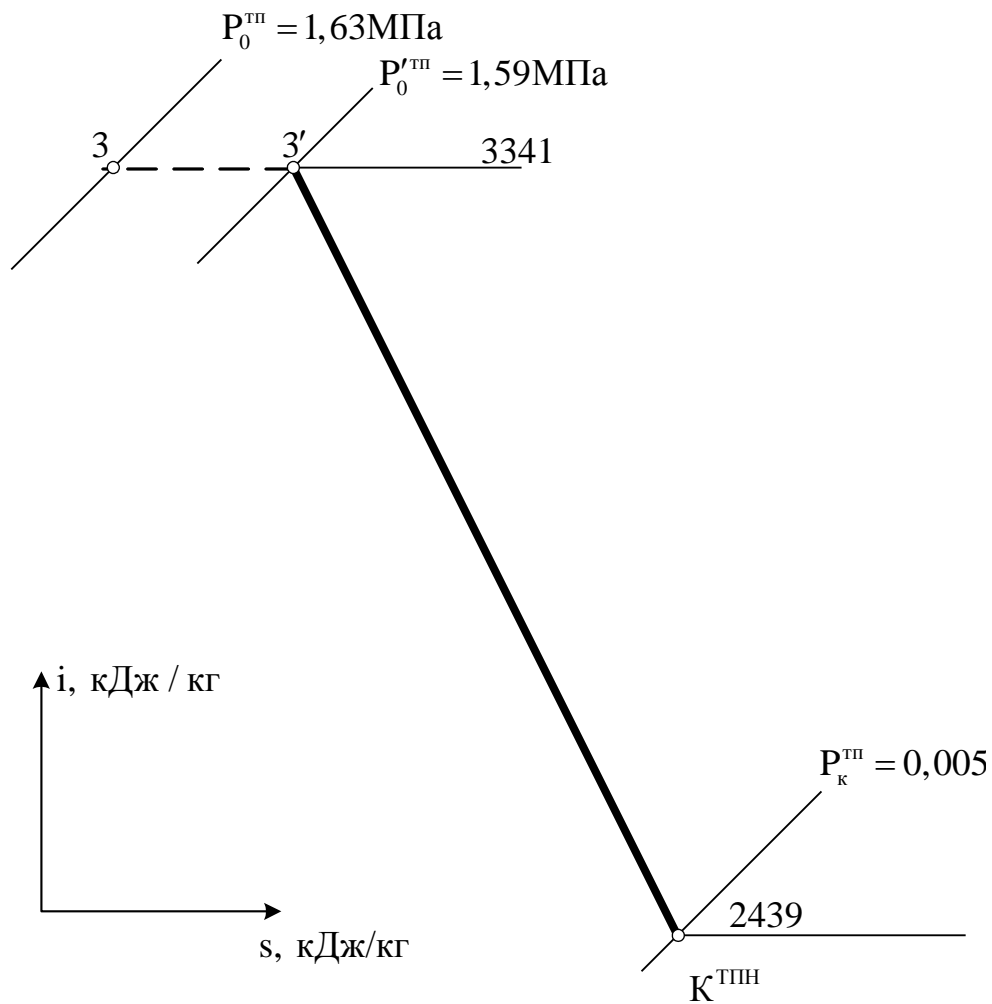


Рисунок 3.9 - Процесс расширения пара в турбине питательного насоса

3.2.3 Определение параметров пара по элементам схемы

Давление и температура пара в отборах турбины известны из выбора основного оборудования. Определение параметров пара покажем на примере расчета ПВД-8.

Энтальпию пара в третьем отборе определяем по термодинамическим таблицам $i_3 = 3040 \text{ кДж/кг}$, [5].

Давление пара в подогревателе рассчитываем с учетом потерь в паропроводах, на пути от отбора турбины до подогревателя, принимаем потерю давления 5%, МПа:

$$P_1 = P_{\text{отб}}^1 \cdot 0,95, \quad (64)$$

где $P_{\text{отб}}^1$ - давление в третьем отборе, МПа;

$$P_1 = 6,06 \cdot 0,95 = 5,757.$$

Температура конденсата греющего пара определяется по давлению в подогревателе на линии насыщения [5], $t_1 = 273^\circ\text{C}$

Энтальпия конденсата греющего пара определяется по давлению в подогревателе и температуре конденсата греющего пара [5], $\bar{i}_1 = 1201 \text{ кДж/кг}$.

Температура нагреваемой воды на выходе из подогревателя, $^\circ\text{C}$:

$$t'_{\text{пв}} = t_1 - \theta, \quad (65)$$

где $\theta = 2$ – недогрев воды в подогревателе [6], $^\circ\text{C}$;

$$t'_{\text{пв}} = 273 - 2 = 271.$$

Энтальпия питательной на выходе из подогревателя определяем по давлению и температуре $\bar{i}'_{\text{пв}} = 1134,6 \text{ кДж/кг}$, [5].

Использованный теплоперепад, кДж/кг:

$$h_{\text{исп}} = i_o - i_1, \quad (66)$$

где i_o – энтальпия острого пара по рисунку 3.8, кДж/кг;

i_1 – энтальпия пара в отборе, кДж/кг;

$$h_{\text{исп}} = 3323 - 3040 = 283,$$

Аналогично определяем параметры по другим элементам схемы. Результаты расчета сводим в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 – Параметры пара и воды по элементам тепловой схемы

Наименование вели- чин	ПВД-8	ПВД-7	ТПН	ПНД-5	ПНД-4	ПНД-3	ПНД-2	ПНД-1	Конденсатор	СП-2	СП-1
Давление отборного пара, МПа	6,06	3,77	1,63	1,069	0,578	0,28	0,113	0,021	0,00343	0,578	0,28
Энтальпия пара, кДж/кг	3040	2938	3341	3232	3083	2929,6	2771,6	2611	2406	3081	2928
Давление в подогре- вателе, МПа	5,757	3,582	1,55	1,016	0,549	0,266	0,107	0,02	0,00343	0,549	0,266
Температура конденса- сата греющего пара, °С	273	244	199,84	164,96	155	129	102	60	27	155	129
Энтальпия конденса- та греющего пара, кДж/кг	1201	1056	-	765,6	655,8	544,1	425,4	251,5	111	655,8	543,4
Температура воды на выходе, °С	271	242	-	177	152	126	102	60	23	150	125
Энтальпия воды на выходе, кДж/кг	1134,6	1013,2	-	741,1	636,4	527,5	425,4	251,5	96,41	628,8	523,75
Использованный теп- лоперепад, кДж/кг	283	393	595	704	853	1006	1162	1325	1530	853	1006

3.2.4 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Подогрев сетевой воды осуществляется в двух сетевых подогревателях и в охладителе конденсата бойлеров. Для подогрева сетевой воды используется пятый и шестой отборы, с давлением на верхний сетевой подогреватель – 0,578 МПа, на нижний – 0,28 МПа. Схема отпуска тепла представлена на рисунке 2.4. Подогрев воды в верхнем подогревателе осуществляется до 150 °С. Исходя из этого выбираем график тепловой сети 150/70, температура обратной сетевой воды $t_{oc}=70$ °С, температура прямой сетевой воды $t_{nc}=150$ °С.

Количество теплоты отпускаемой блочной бойлерной установкой:

$$Q_{от}=164 \text{ МВт} = 141,014 \text{ Гкал/ч.}$$

Расход сетевой воды определяется из режима максимальной тепловой нагрузки, кг/с:

$$G_{св} = \frac{Q_{от}^{max} \cdot 10^3}{C_v \cdot (t_{nc} - t_{oc})}, \quad (67)$$

где $Q_{от}^{max}$ -максимальная отопительная нагрузка, МВт;

$C_v = 4,19$ – теплоемкость воды [3], кДж/кг;

$$G_{св} = \frac{164 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (150 - 70)} = 489,3 \quad (68)$$

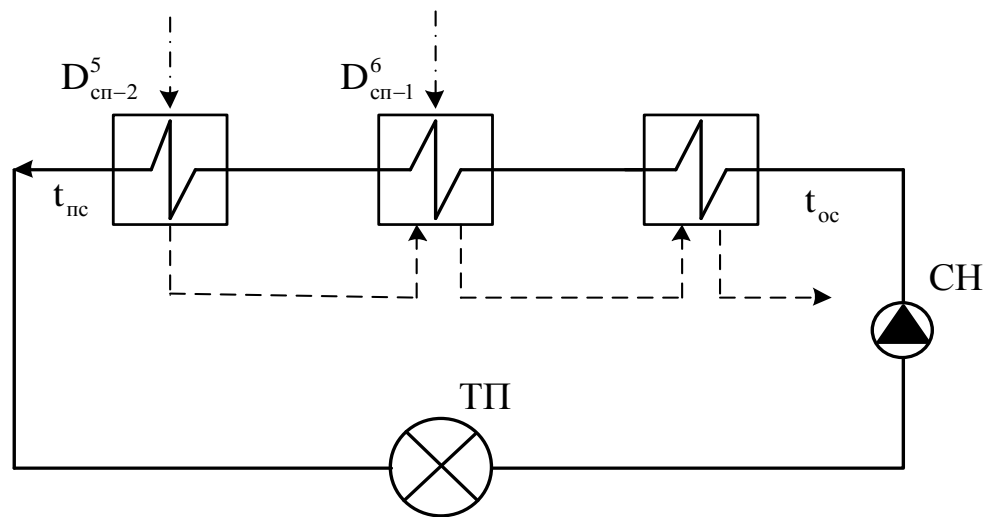


Рисунок 3.10- Схема подключения блочной бойлерной установки

3.2.4.1 Определение расхода пара на верхний сетевой подогреватель

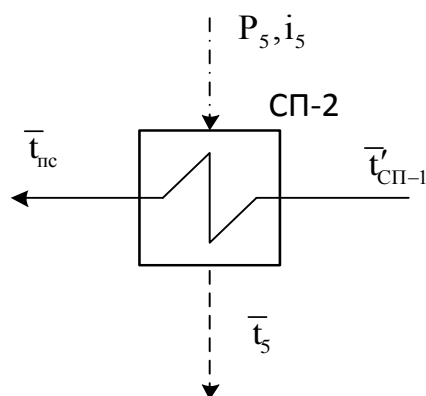


Рисунок 3.111 -Схема включения СП-2

Составляем уравнение теплового баланса подогревателя:

$$D_{сп-2}^5 \cdot (i_5 - \bar{t}_5) \cdot \eta_{то} = G_{св} \cdot (t_{пс} - \bar{t}'_{сп-1}), \quad (69)$$

где $D_{сп-2}^5$ - расход пара на подогреватель, кг/с;

i_5 - энтальпия греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;

\bar{t}_5 - энтальпия конденсата греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;

$\eta_{то} = 0,98$ - КПД теплообменного аппарата [1];

$\bar{t}'_{сп-1}$ - энтальпия воды на входе в верхний сетевой подогреватель, кДж/кг;

$\bar{t}_{пс} = 628,5$ - энтальпия прямой сетевой воды по графику тепловой сети, кДж/кг

Из уравнения теплового баланса определяем расход пара на подогреватель, кг/с:

$$D_{сп-2}^5 = \frac{G_{св} \cdot (\bar{t}_{пс} - \bar{t}'_{сп-1})}{(\bar{i}_5 - \bar{t}_5) \cdot \eta_{то}}, \quad (70)$$

$$D_{сп-2}^5 = \frac{489,3 \cdot (628,5 - 523,75)}{(3081 - 655,8) \cdot 0,98} = 21,57$$

3.2.4.2 Определение расхода пара на нижний сетевой подогреватель

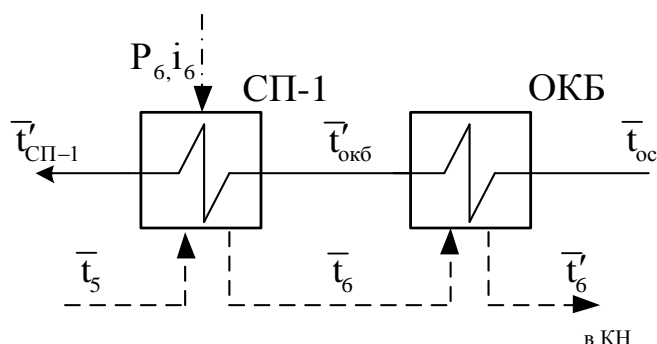


Рисунок 3.12 – Схема включения нижнего сетевого подогревателя (СП1) и охладителя конденсата бойлеров (ОКБ)

Составляем тепловой баланс подогревателя:

$$[D_{\text{сп-1}}^6 \cdot (i_6 - \bar{t}_6) + D_{\text{сп-2}}^5 (\bar{t}_5 - \bar{t}_6)] \cdot \eta_{\text{то}} = G_{\text{св}} \cdot (\bar{t}'_{\text{сп-1}} - \bar{t}'_{\text{окб}}), \quad (71)$$

где $D_{\text{сп-1}}^6$ - расход пара на подогреватель, кг/с;
 i_6 - энтальпия греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;
 \bar{t}_6 - энтальпия конденсата греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\eta_{\text{то}} = 0,98$ - КПД теплообменного аппарата [1];
 $\bar{t}'_{\text{окб}}$ - энтальпия сетевой воды на входе в подогреватель, кДж/кг.

Подставляем численные значения в уравнение (71):

$$\begin{aligned} & [D_{\text{сп-1}}^6 \cdot (2928 - 543,4) + 21,57 \cdot (655,8 - 543,4)] \cdot 0,98 = \\ & = 489,3 \cdot (523,75 - \bar{t}'_{\text{ок}}) \end{aligned}$$

$$D_{\text{сп-1}}^6 \cdot 2336,91 + 489,3 \bar{t}'_{\text{ок}} = 253846,41 \quad (72)$$

Составим тепловой баланс для охладителя конденсата бойлеров:

$$(D_{\text{сп-1}}^6 + D_{\text{сп-2}}^5) \cdot (\bar{t}_6 - \bar{t}'_6) \cdot \eta_{\text{то}} = G_{\text{св}} \cdot (\bar{t}'_{\text{окб}} - \bar{t}_{\text{ок}}), \quad (73)$$

где $\bar{t}_{\text{ок}} = 293,3$ - энтальпия обратной сетевой воды по графику тепловой сети, кДж/кг;
 $\eta_{\text{то}} = 0,98$ - КПД теплообменного аппарата [1];
 $\bar{t}'_6 = \bar{t}_{\text{ок}} + 20 = 293,3 + 20 = 313,3$ - энтальпия конденсата на выходе из охладителя конденсата бойлеров [3], кДж/кг.

Подставляем численные значения в уравнение (73):

$$(21,57 + D_{\text{сп-1}}^6) \cdot (543,4 - 313,3) \cdot 0,98 = 489,3 \cdot (\bar{t}'_{\text{окб}} - 293,3),$$

$$D_{\text{сп-1}}^6 \cdot 225,5 - 489,3 \bar{t}'_{\text{окб}} = -148375,68 \quad (74)$$

Составляем систему из уравнений (72) и (74):

$$\begin{cases} D_{\text{сп-1}}^6 \cdot 2336,91 + 489,3 \cdot \bar{t}'_{\text{окб}} = 253846,41 \\ D_{\text{сп-1}}^6 \cdot 225,5 - 489,3 \cdot \bar{t}'_{\text{окб}} = -148375,68 \end{cases},$$

$$\begin{cases} D_{\text{сп-1}}^6 = \frac{253846,41 - 489,3 \cdot \bar{t}'_{\text{окб}}}{2336,91} = 108,62 - 0,21 \cdot \bar{t}'_{\text{окб}} \\ \bar{t}'_{\text{окб}} = \frac{D_{\text{сп-1}}^6 \cdot 225,5 + 148375,68}{489,3} = D_{\text{сп-1}}^6 \cdot 0,46 + 303,3 \end{cases} \quad (75)$$

Решая систему уравнений (75) определяем энтальпию сетевой воды на входе в нижний сетевой подогреватель, кДж/кг:

$$\bar{t}'_{\text{окб}} = (108,62 - 0,21 \cdot \bar{t}'_{\text{окб}}) \cdot 0,46 + 303,3,$$

$$\bar{t}'_{\text{окб}} = \frac{353,28}{1,097} = 322,04 \quad (76)$$

Определяем расход пара на СП-1 подставляя (75) в (76), кг/с:

$$D_{\text{сп-1}}^6 = 108,62 - 0,21 \cdot 322,04 = 40,9$$

3.2.5 Определение предварительного расхода пара на турбину

Определим коэффициенты недовыработки электроэнергии паром отопительных отборов:

$$y_{\text{сп-2}} = \frac{i_5 - i_{\text{к}}}{H_i} = \frac{3081 - 2375}{1559} = 0,452 \quad (77)$$

где H_i - действительный теплоперепад срабатываемый в проточной части турбины (таблица 3.3), кДж/кг;
 i_5 - энтальпия пара пятого отопительного отбора (таблица 3.3), кДж/кг;
 $i_{\text{к}}$ - энтальпия пара на входе в конденсатор (таблица 3.3), кДж/кг.

Коэффициент недоиспользования мощности "нижнего" отопительного отбора:

$$y_{\text{сп-1}} = \frac{i_6 - i_{\text{к}}}{H_i} = \frac{2928 - 2375}{1559} = 0,354 \quad (78)$$

где i_6 - энтальпия пара шестого отопительного отбора (таблица 3.3), кДж/кг.

Определим коэффициент недовыработки электроэнергии паром, идущим на турбопривод питательного турбонасоса:

$$y_{\text{тпн}} = \frac{i_3 - i_{\text{к}}}{H_i} = \frac{3340 - 2375}{1559} = 0,619 \quad (79)$$

где i_3 - энтальпия пара третьего отбора идущего на привод ТПН (таблица 3.3), кДж/кг.

Определение предварительного расхода пара на турбину, кг/с:

$$D_T = K_{\text{рег}} \cdot \left(\frac{W_{\text{Э}}}{H_i \cdot \eta_{\text{ЭМ}}} + y_{\text{ТПН}} \cdot D_{\text{ТПН}} + y_{\text{ПС-2}} \cdot D_{\text{СП-2}}^5 + y_{\text{ПС-1}} \cdot D_{\text{СП-1}}^6 \right) \quad (80)$$

где $K_{\text{рег}} = 1,23$ - коэффициент регенерации задается с последующим уточнением);

$W_{\text{Э}} = 800$ – номинальная электрическая мощность турбоагрегата, МВт;

$\eta_{\text{ЭМ}} = 0,98$ - Электромеханический КПД турбины [1];

$D_{\text{ТПН}} = 41,28$ - расход пара на турбопривод питательного насоса [2], кг/с;

$$D_T = 1,25 \cdot \left(\frac{800000}{1559 \cdot 0,98} + 0,619 \cdot 41,28 + 0,452 \cdot 21,57 + 0,354 \cdot 40,9 \right) = 716,67$$

3.2.6 Баланс пара и конденсата

Определив расход пара на турбину, определяем следующие величины:

Расход пара парогенератора нетто, кг/с:

$$D_{\text{МГ}}^{\text{H}} = D_T \cdot (1 + \alpha_{\text{СН}}^{\text{МЗ}}), \quad (81)$$

где $\alpha_{\text{СН}}^{\text{МЗ}} = 0,01$ -доля от D_T на собственные нужды машинного зала [1];

$$D_{\text{ПГ}}^{\text{H}} = 716,67 \cdot (1 + 0,01) = 723,84$$

Расход пара котельной брутто, кг/с:

$$D_{\text{ПГ}}^{\text{бр}} = \frac{D_{\text{ПГ}}^{\text{H}}}{1 - \alpha_{\text{ПГ}}^{\text{СН}}}, \quad (82)$$

где $\alpha_{\text{пт}}^{\text{сн}} = 0,01$ -доля от $D_{\text{т}}$ на собственные нужды парогенератора [1]:

$$D_{\text{пт}}^{\text{бр}} = \frac{723,84}{1 - 0,008} = 729,67$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{\text{пв}} = D_{\text{пт}}^{\text{бр}} = 729,67 \quad (83)$$

Количество добавочной воды, кг/с:

$$D_{\text{хов}} = D_{\text{ут}}, \quad (84)$$

Утечки рабочего тела в пароводяном цикле, кг/с:

$$D_{\text{ут}} = \alpha_{\text{ут}} \cdot D_{\text{пт}}^{\text{бр}}, \quad (85)$$

где $\alpha_{\text{ут}} = 0,008$ -доля от $D_{\text{пт}}^{\text{бр}}$, величина внутристанционных потерь пара и конденсата на КЭС [1]:

$$D_{\text{ут}} = 0,008 \cdot 729,67 = 5,84$$

Расход пара на собственные нужды парогенератора, кг/с:

$$D_{\text{пт}}^{\text{сн}} = D_{\text{пт}}^{\text{бр}} - D_{\text{пт}}^{\text{н}} = 729,67 - 723,84 = 5,83 \quad (86)$$

3.2.7 Расчет регенеративной схемы

3.2.7.1 Расчет подогревателей высокого давления

Расчетная схема подогревателей высокого давления представлена на рисунке 3.13.

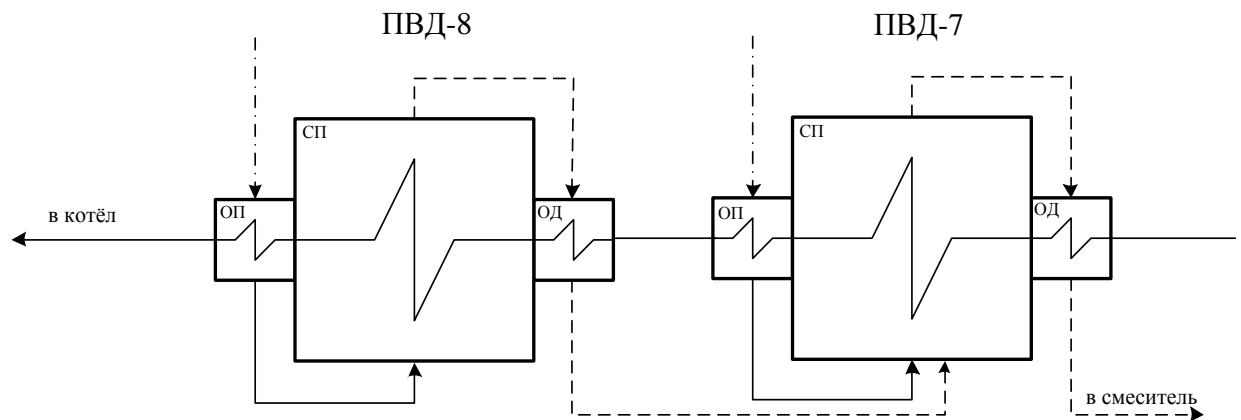


Рисунок 3.13 - Схема включения подогревателей высокого давления (ПВД)

Греющим паром для ПВД-8 служит пар первого отбора. Уравнения теплового баланса:

$$\begin{cases} D_1 \cdot (i_1 - i'_1) \cdot \eta_{\text{то}} = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пвд8}} - \bar{t}_a) \\ D_1 \cdot (i'_4 - \bar{t}_1) \cdot \eta_{\text{то}} = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_a - \bar{t}_b) \\ D_1 \cdot (\bar{t}_1 - \bar{t}'_1) \cdot \eta_{\text{то}} = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_b - \bar{t}_{\text{пвд7}}) \end{cases} \quad (87)$$

где $i_1 = 3034$ - энтальпия греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;
 $i'_1 = 2830$ - энтальпия греющего пара после ПО, кДж/кг;
 $\bar{t}_1 = 1201$ - энтальпия конденсата греющего пара на выходе из СП (таблица 3.3), кДж/кг;
 $G_{\text{пв}} = 729,67$ - расход питательной воды, кг/с;

$\bar{t}_{\text{пвд8}}$ - энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-8

[таблица 3.3], кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{пвд7}} = 1025,8$ - энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-7

[таблица 3.3], кДж/кг;

$\bar{t}_a = 1134,6$ - энтальпия питательной воды на выходе из СП

\bar{t}_b - энтальпия питательной воды на выходе из ОД

$\eta_{\text{то}} = 0,99$ - КПД теплообменника [5].

Из уравнения (87) находим расход пара на ПВД-8, кг/с:

$$D_1 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_a - \bar{t}_{\text{пвд7}})}{(i'_1 - \bar{t}'_1) \cdot \eta_{\text{то}}} = \frac{729,67 \cdot (1134,6 - 1025,8)}{(2830 - 1060,8) \cdot 0,99} = 45,14 \quad (88)$$

Из уравнения (87) определим энтальпию питательной воды на выходе из ПВД-8, кДж/кг:

$$t_{\text{пвд8}} = \frac{D_1 \cdot (i_1 - i'_1) \cdot \eta_{\text{то}} + G_{\text{пв}} \cdot \bar{t}_a}{G_{\text{пв}}} = \frac{45,14 \cdot (3040 - 2830) \cdot 0,99 + 729,67 \cdot 1134,6}{729,67} = 1147,5$$

Греющим паром для ПВД-7 служит пар второго отбора. Уравнение теплового баланса:

$$\begin{cases} D_2 \cdot (i_2 - i'_2) \cdot \eta_{\text{то}} = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_{\text{пвд7}} - \bar{t}_c) \\ D_1 \cdot (\bar{t}'_1 - \bar{t}_2) \cdot \eta_{\text{то}} + D_2 \cdot (i'_2 - \bar{t}_2) \cdot \eta_{\text{то}} = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_c - \bar{t}_d) \\ (D_1 + D_2) \cdot (\bar{t}_2 - \bar{t}'_2) \cdot \eta_{\text{то}} = G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_d - \bar{t}_{\text{пв}}) \end{cases} \quad (89)$$

где $i_2 = 2938$ - энтальпия греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;

$i'_2 = 2837,1$ - энтальпия греющего пара после ПО, кДж/кг;

$\bar{t}_2 = 1056$ - энтальпия конденсата греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;

$G_{\text{пв}} = 729,67$ - расход питательной воды, кг/с;

$\bar{t}_{\text{пвд}7} = 1025,8$ - энтальпия питательной воды на выходе из ПВД-7
(таблица 3.3), кДж/кг;

$\bar{t}_{\text{пв}}$ - энтальпия питательной воды на входе в ПВД-7
(таблица 3.3), кДж/кг;

$\bar{t}_c = 1013,2$ - энтальпия питательной воды на выходе из СП

\bar{t}_d - энтальпия питательной воды на выходе из ОД

$\eta_{\text{то}} = 0,99$ - КПД теплообменника [5].

Повышение энтальпии питательной воды в насосе (ТПН), кДж/кг:

$$\Delta \bar{t}_{\text{пн}} = \frac{\vartheta_{\text{ср}} \cdot (P_{\text{наг}} - P_{\text{вс}}) \cdot 10^2}{\eta_{\text{пн}}} \quad (90)$$

где $\vartheta_{\text{ср}} = 0,001122$ - средний удельный объём воды в интервале давлений $P_{\text{пн}}$ до P_d [2], м³/кг;

$P_{\text{вс}} = P_{\text{см}} = P_{\text{кэп-2}} - \Delta P = 2,5 - 0,5 = 2$ - давление в смесителе, МПа;

$P_{\text{наг}} = 1,3 \cdot P_0 = 1,3 \cdot 23,54 = 30,602$ - давление питательной воды за насосом, МПа;

$\eta_{\text{пн}} = 0,8$ - КПД питательного насоса [6];

$$\Delta \bar{t}_{\text{пн}} = \frac{0,00112 \cdot (30,602 - 2) \cdot 10^3}{0,85} = 43,56$$

$\bar{t}_{\text{см}} = 774,56$ - энтальпия питательной воды на выходе из смесителя, кДж/кг;

Энтальпия питательной воды за питательным насосом, кДж/кг:

$$\bar{t}_{\text{пв}} = \bar{t}_{\text{см}} + \Delta \bar{t}_{\text{пн}} = 774,56 + 43,56 = 818,12$$

где $\bar{t}_{\text{см}}$ - энтальпия питательной воды на выходе из смесителя, кДж/кг.

Из уравнения (89) находим расход пара на ПВД-7, кг/с:

$$D_2 = \frac{G_{\text{пв}} \cdot (\bar{t}_c - \bar{t}_{\text{пв}}) - D_1 \cdot (\bar{t}'_1 - \bar{t}'_2) \cdot \eta_{\text{то}}}{(i'_2 - \bar{t}'_2) \cdot \eta_{\text{то}}} \quad (91)$$

$$D_2 = \frac{729,67 \cdot (1013,2 - 818,12) - 45,14(1060,8 - 853,12) \cdot 0,99}{(2837,1 - 853,12) \cdot 0,99} = 67,46$$

3.2.7.2 Расчет смесителя

Расчетная схема смесителя представлена на рисунке 3.14.

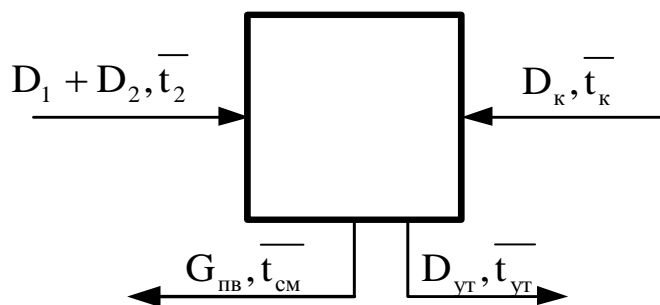


Рисунок 3.14- Схема включения смесителя

Составим уравнения теплового и материального балансов:

$$\begin{cases} D_1 + D_2 + D_k = G_{\text{пв}} + D_{\text{ут}} \\ (D_1 + D_2) \cdot \bar{t}_2 + D_k \cdot \bar{t}_k = (G_{\text{пв}} + D_{\text{ут}}) \cdot \bar{t}_{\text{см}} \end{cases} \quad (92)$$

где D_k - расход основного конденсата после подогревателей низкого давления, кг/с;

$D_{yt} = 6,57$ -утечки в цикле, кг/с;

$\bar{t}_2 = 849$ - энтальпия греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;

$\bar{t}_k = 645,1$ - энтальпия конденсата на входе смеситель, кДж/кг;

Из уравнения (92) найдем расход основного конденсата в смеситель:

$$D_k = G_{пв} + D_{yt} - D_1 - D_2 = 729,67 + 6,57 - 47,37 - 79,98 = 623,64$$

3.2.7.3 Расчет подогревателей низкого давления

Расчетная схема подогревателя низкого давления №5 (ПНД-5) представлена на рисунке 3.15.

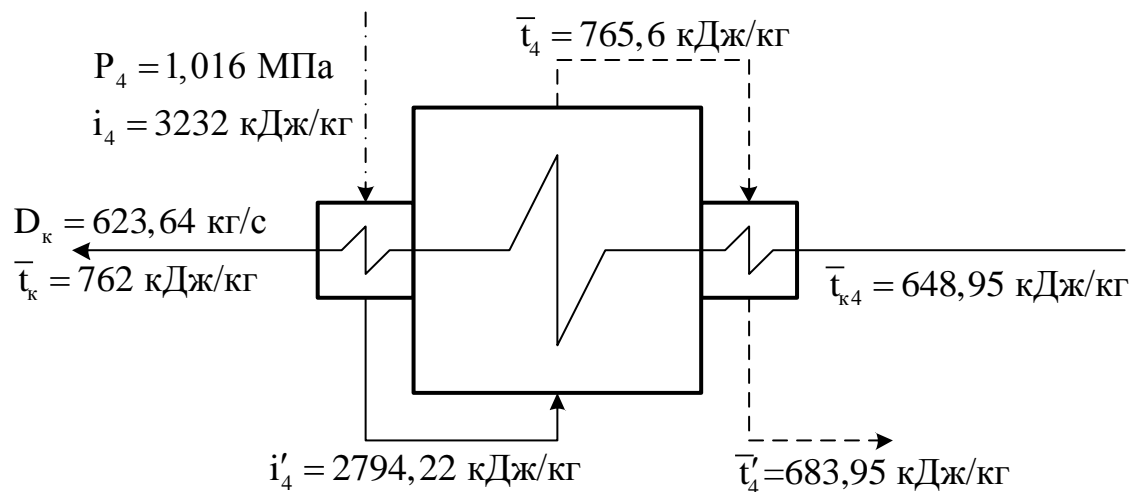


Рисунок 3.15 – Схема подогревателя низкого давления №5 (ПНД-5)

Греющим паром для ПНД-5 служит пар четвертого отбора. Уравнение теплового баланса:

$$\begin{cases} D_4 \cdot (i_4 - i'_4) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_k - \bar{t}_e) \\ D_4 \cdot (i'_4 - \bar{t}_4) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_e - \bar{t}_f) \\ D_4 \cdot (\bar{t}_4 - \bar{t}'_4) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_f - \bar{t}_{к4}) \end{cases}, \quad (93)$$

где $i_4 = 3232$ - энтальпия греющего пара (таблица 2.3), кДж/кг;
 $i'_4 = 2801,81$ - энтальпия греющего пара после ПО (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\bar{t}_e = 741,1$ - энтальпия конденсата после зоны СП, кДж/кг;
 \bar{t}_f - энтальпия конденсата на выходе из зоны ОД, кДж/кг;
 $\bar{t}_4 = 765,6$ - энтальпия конденсата греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\bar{t}'_4 = t_k + 35$ - энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-5, кДж/кг;
 $\bar{t}_k = 762$ - энтальпия конденсата за ПНД-5, (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\bar{t}_{к4} = 648,95$ - энтальпия конденсата на входе в ПНД-5, (принимая, учитывая подогрев конденсата в ОП ПНД-4 на 3°C), кДж/кг;
 $\eta_{то} = 0,98$ - КПД теплообменника [5].
 $D_k = 623,64$ - расход основного конденсата через ПНД-5, кг/с;
 D_4 - расход пара на ПНД-5, кг/с;

Составим общее уравнение теплового баланса для ПНД-5:

$$D_4 \cdot (i'_4 - \bar{t}'_4) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_e - \bar{t}_{к4})$$

Из этого уравнения найдем расход пара на ПНД-5, кг/с:

$$D_4 = \frac{D_k (\bar{t}_e - \bar{t}_{к4})}{(i'_4 - \bar{t}'_4) \cdot \eta_{то}} = \frac{623,64 \cdot (741,1 - 648,95)}{(2801,81 - 683,95) \cdot 0,99} = 27,3 \quad (94)$$

Найдем энтальпию основного конденсата на выходе из ОД ПНД-5, кДж/кг:

$$\bar{t}_f = \bar{t}_e + \frac{D_4 \cdot (i'_4 - \bar{t}_4) \cdot \eta_{то}}{D_k} = 741,1 + \frac{27,3 \cdot (2801,81 - 765,6) \cdot 0,99}{623,64} = 652,5$$

Расчетная схема подогревателя низкого давления №4 (ПНД-4) представлена на рисунке 3.16.

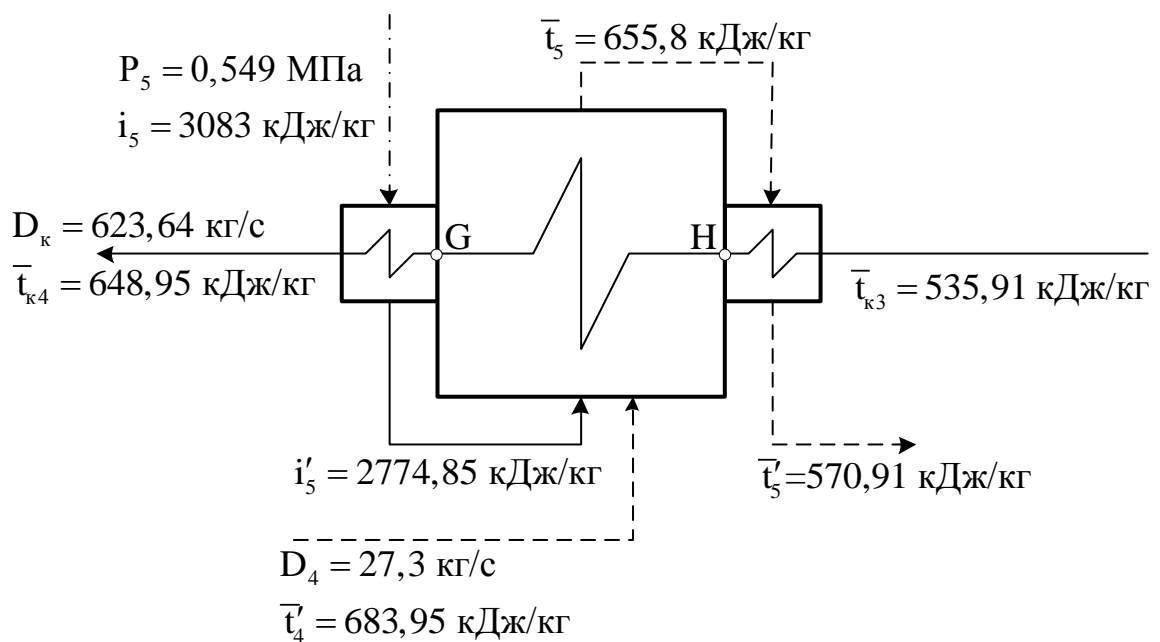


Рисунок 3.16 – Схема подогревателя низкого давления №4 (ПНД-4)

Греющим паром для ПНД-4 служит пар пятого отбора. Уравнение теплового баланса:

$$\begin{cases} D_5 \cdot (i_5 - i'_5) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_{k4} - \bar{t}_g) \\ D_5 \cdot (i'_5 - \bar{t}_5) \cdot \eta_{то} + D_4 \cdot (\bar{t}'_4 - \bar{t}_5) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_g - \bar{t}_h) \\ (D_4 + D_5) \cdot (\bar{t}_5 - \bar{t}'_5) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_h - \bar{t}_{k3}) \end{cases} \quad (95)$$

где $i_5 = 3083$ - энтальпия греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;

$i'_5 = 2774,85$ - энтальпия греющего пара после ПО, кДж/кг;
 $\bar{t}_g = 636,4$ - энтальпия конденсата после зоны СП, кДж/кг;
 \bar{t}_h - энтальпия конденсата на выходе из зоны ОД, кДж/кг;
 $\bar{t}_5 = 655,8$ - энтальпия конденсата греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\bar{t}'_5 = \bar{t}_{k3} + 35 = 535,91 + 35 = 570,91$ - энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-4, кДж/кг;
 $\bar{t}_{k4} = 648,95$ - энтальпия конденсата за ПНД-4, (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\bar{t}_{k3} = 535,91$ - энтальпия конденсата на входе в ПНД-5, (принимая, учитывая подогрев конденсата в ОП ПНД-3 до $t_{k3} = 128^\circ\text{C}$), кДж/кг;
 $\eta_{то} = 0,98$ - КПД теплообменника [5].
 $D_k = 623,64$ - расход основного конденсата через ПНД-4, кг/с;
 D_5 - расход пара на ПНД-4, кг/с;

Составим общее уравнение теплового баланса для ПНД-4:

$$D_4 \cdot (\bar{t}'_4 - \bar{t}'_5) \cdot \eta_{то} + D_5 \cdot (i'_5 - \bar{t}'_5) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_g - \bar{t}_{k3})$$

Найдем расход пара на ПНД-4, кг/с:

$$\begin{aligned}
 D_5 &= \frac{D_k \cdot (\bar{t}_g - \bar{t}_{k3}) - D_4 \cdot (\bar{t}'_4 - \bar{t}'_5) \cdot \eta_{то}}{(i'_5 - \bar{t}'_5) \cdot \eta_{то}} = \frac{623,64 \cdot (636,4 - 535,91) - 27,3 \cdot (683,95 - 570,91)}{(2774,85 - 570,91) \cdot 0,99} \\
 &= 27,2
 \end{aligned}$$

Расчетная схема подогревателя низкого давления №3 (ПНД-3) представлена на рисунке 3.17.

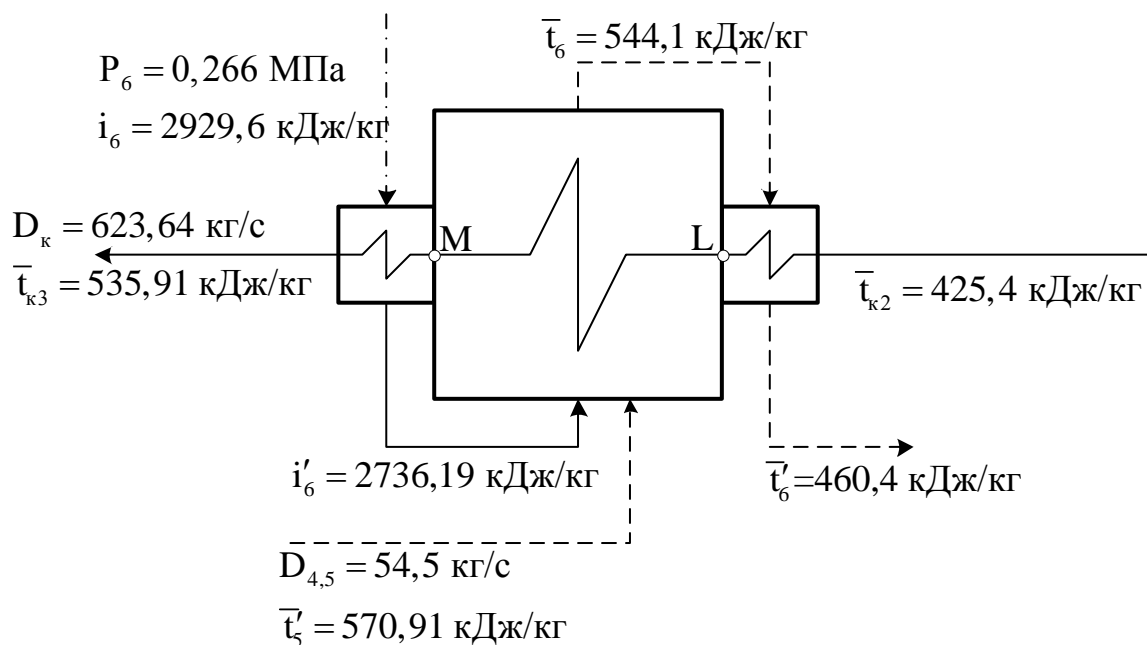


Рисунок 3.17 – Схема подогревателя низкого давления №3 (ПНД-3)

Греющим паром для ПНД-3 служит пар шестого отбора. Уравнение теплового баланса:

$$\begin{cases} D_6 \cdot (i_6 - i'_6) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_{к3} - \bar{t}_g) \\ D_6 \cdot (i'_6 - \bar{t}_6) \cdot \eta_{то} + D_{4,5} \cdot (\bar{t}'_5 - \bar{t}_6) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_m - \bar{t}_l) \\ (D_{4,5} + D_6) \cdot (\bar{t}_6 - \bar{t}'_6) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_l - \bar{t}_{к2}) \end{cases} \quad (96)$$

где $i_6 = 2929,6$ - энтальпия греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;
 $i'_6 = 2736,19$ - энтальпия греющего пара после ПО, кДж/кг;
 $\bar{t}_m = 527,5$ - энтальпия конденсата после зоны СП, кДж/кг;
 \bar{t}_l - энтальпия конденсата на выходе из зоны ОД, кДж/кг;
 $\bar{t}_6 = 544,1$ - энтальпия конденсата греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\bar{t}'_6 = \bar{t}_{к2} + 35 = 425,4 + 35 = 460,4$ - энтальпия конденсата греющего пара на выходе из ПНД-3, кДж/кг;
 $\bar{t}_{к3} = 535,91$ - энтальпия конденсата за ПНД-3, (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\bar{t}_{к2} = 425,4$ - энтальпия конденсата на входе в ПНД-3, кДж/кг;
 $\eta_{то} = 0,98$ - КПД теплообменника [5].

$D_k = 623,64$ - расход основного конденсата через ПНД-3, кг/с;

D_6 - расход пара на ПНД-3, кг/с;

Составим общее уравнение теплового баланса для ПНД-3:

$$D_{4,5} \cdot (\bar{t}'_5 - \bar{t}'_6) \cdot \eta_{то} + D_6 \cdot (i'_6 - \bar{t}'_6) \cdot \eta_{то} = D_k \cdot (\bar{t}_m - \bar{t}_{k2})$$

Найдем расход пара на ПНД-3, кг/с:

$$D_6 = \frac{D_k \cdot (\bar{t}_m - \bar{t}_{k2}) - D_{4,5} \cdot (\bar{t}'_5 - \bar{t}'_6) \cdot \eta_{то}}{(i'_6 - \bar{t}'_6) \cdot \eta_{то}} = \frac{623,64 \cdot (527,5 - 425,4) - 54,5 \cdot (570,91 - 460,4)}{(2736,19 - 460,4) \cdot 0,99} = 25,5$$

Расчетная схема подогревателя низкого давления №2 (ПНД-2) представлена на рисунке 3.18.

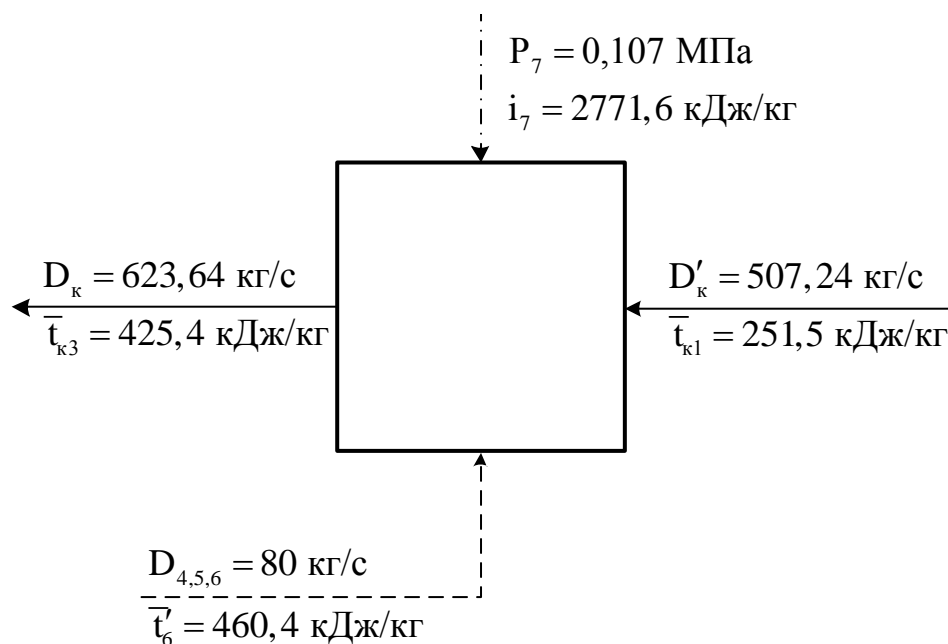


Рисунок 3.18 – Схема подогревателя низкого давления №2 (ПНД-2)

Греющим паром для ПНД-2 служит пар седьмого отбора. Составим уравнения материального и теплового баланса:

$$\begin{cases} D_7 + D'_k + D_{4,5,6} = D_k \\ D_7 \cdot i_7 + D'_k \cdot \bar{t}'_k + D_{4,5,6} \cdot \bar{t}'_6 = D_k \cdot \bar{t}_{k2} \end{cases} \quad (97)$$

где $i_7 = 2771,6$ - энтальпия греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\bar{t}'_6 = 460,4$ - энтальпия дренажей из поверхностных ПНД, кДж/кг;
 $\bar{t}_{k2} = 425,4$ - энтальпия конденсата за ПНД-2, (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\bar{t}_{k1} = 251,5$ - энтальпия конденсата на входе в ПНД-2, кДж/кг;
 $D_k = 623,64$ - расход основного конденсата через ПНД-3, кг/с;
 D_7 - расход пара на ПНД-2, кг/с;
 D'_k - расход основного конденсата из ПНД-1 в ПНД-2, кг/с;
 $D_{4,5,6} = D_{4,5} + D_6 = 54,5 + 25,5 = 80$ - расход дренажей греющего пара из ПНД-3,4,5 в ПНД-2, кг/с;

Из первого уравнения выразим расход греющего пара и подставим во второе и найдем расход основного конденсата на входе в ПНД-2:

$$\begin{aligned} D_7 &= D_k - D'_k - D_{4,5,6} \\ D'_k &= \frac{D_{4,5,6} \cdot (i_7 - \bar{t}'_6) + D_k \cdot \bar{t}_{k2} - D_k \cdot i_7}{(\bar{t}_{k1} - i_7)} = \frac{80 \cdot (2771,6 - 460,4) + 623,64 \cdot 425,4 - 623,64 \cdot 2771,6}{(251,5 - 2771,6)} = \\ &= 507,24 \end{aligned}$$

Найдем расход пара на ПНД-2, кг/с:

$$D_7 = 623,64 - 507,24 - 80 = 36,4$$

Расчетная схема подогревателя низкого давления №1 (ПНД-1) представлена на рисунке 3.19.

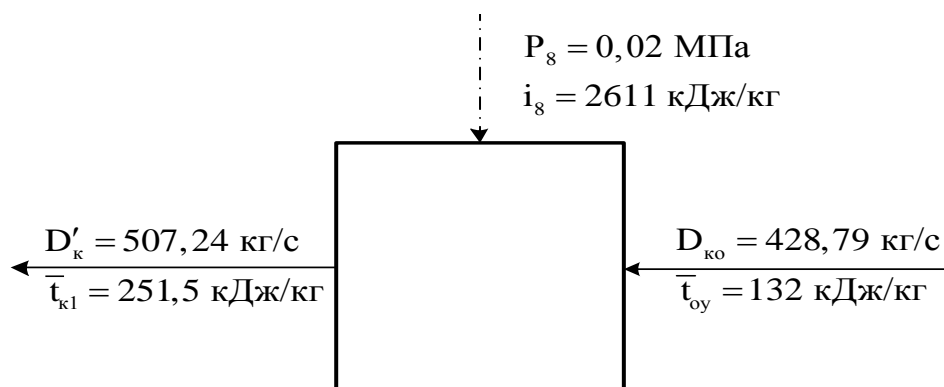


Рисунок 3.19 – Схема подогревателя низкого давления №1 (ПНД-1)

Греющим паром для ПНД-1 служит пар восьмого отбора. Составим уравнения материального и теплового баланса:

$$\begin{cases} D_8 + D_{ко} = D'_к \\ D_8 \cdot i_8 + D_{ко} \cdot \overline{t_{ко}} = D'_к \cdot \overline{t_{к1}} \end{cases} \quad (98)$$

где $i_8 = 2611$ - энтальпия греющего пара (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\overline{t_{к1}} = 251,5$ - энтальпия конденсата за ПНД-1, (таблица 3.3), кДж/кг;
 $\overline{t_{оу}} = 132$ - энтальпия конденсата на входе в ПНД-1, кДж/кг;
 $t_{оу} = t_к + \theta = 31,5$ - температура конденсата на выходе из ОУ, °С
 $\theta = 5$ - подогрев основного конденсата в охладителе уплотнений, °С
 $D_{ко}$ - расход основного конденсата через ПНД-1, кг/с;
 D_8 - расход пара на ПНД-2, кг/с;

Из первого уравнения выразим расход греющего пара и подставим во второе и найдем расход основного конденсата на входе в ПНД-1, кг/с:

$$D_8 = D'_K - D_{KO}$$

$$D_{KO} = \frac{D'_K \cdot (i_8 - \overline{t_{K1}})}{(i_8 - t_{oy})} = \frac{507,24 \cdot (2611 - 251,5)}{(2611 - 132)} = 482,79$$

Найдем расход пара на ПНД-1, кг/с:

$$D_8 = 507,24 - 482,79 = 24,45$$

3.2.8 Расчет материального баланса

Определение расхода пара в конденсатор, кг/с:

$$D_{KH} = D_{KO} - D_{XOB} - D_{M3}^{CH} - D_{BC} - D_{HC} - D_{TII} = 482,79 - 12,4 - 7,17 - 21,57 - 40,9 - 41,28 = 358,79$$

Проверка баланса пара в турбине

$$D_T = \sum D_{OTB} + D_{TII} + D_{CII-2}^5 + D_{CII-1}^6 + D_{KH} \quad (99)$$

где:

$$\sum D_{OTB} = D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_6 + D_7 + D_8$$

$$\sum D_{OTB} = 45,14 + 67,46 + 27,3 + 27,2 + 25,5 + 36,4 + 24,45 = 253,45$$

$$D_T = 253,45 + 41,28 + 21,57 + 40,9 + 359,47 = 716,67$$

Данный расход пара на турбину совпадает с расходом, принятым ранее.

3.2.9 Проверка балансу мощности

Внутренняя мощность турбины:

$$N_i = \sum h_{отбi} \cdot D_{отбi} + h_k \cdot D_k ;$$

$$N_i = 45,14 \cdot 283 + 67,46 \cdot 393 + 41,28 \cdot 595 + 27,3 \cdot 704 + (27,2 + 22,77) \cdot 853 + (25,5 + 40,39) \cdot 1006 + 36,4 \cdot 1162 + 24,45 \cdot 1325 + 358,79 \cdot 1530 = 815608,64$$

Электрическая мощность турбины, кВт:

$$N_{\text{э}} = N_i \cdot \eta_{\text{эм}}, \quad (100)$$

где $\eta_{\text{эм}} = 0,98$ - электромеханический КПД [1].

$$N_{\text{э}} = 815608,64 \cdot 0,98 = 799296,47$$

Небаланс мощности составит:

$$\delta = \frac{W_{\text{э}}^p - W_{\text{э}}}{W_{\text{э}}^p} = \frac{799296,47 - 800000}{799296,47} \cdot 100\% = 0,088 \quad (101)$$

Данное значение удовлетворяет условие $\delta \leq 2\%$, значит дельнейшее уточнение коэффициента регенерации не требуется [3].

3.3. Расчёт технико-экономических показателей станции

Расход тепла на турбоустановку, кВт

$$Q_{\text{ту}} = D_{\text{т}} \cdot (i_0 - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}} \cdot (i''_{\text{пп}} - i'_{\text{пп}}) - D_{\text{хов}} \cdot (\bar{t}_{\text{пв}} - \bar{t}_{\text{хов}}) \quad (102)$$

где:

$D_{\text{пп}} = D_{\text{т}} - D_1 - D_2 = 716,67 - 45,17 - 67,46 = 604,07$ - расход пара через промежуточный пароперегреватель, кг/с

$$Q_{\text{т}} = 716,67 \cdot (3323 - 1147,5) + 604,07 \cdot (3543 - 2930) - 12,4 \cdot (1147,5 - 125,6) = 1916738,98$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{\text{пе}} = D_{\text{т}} \cdot (i_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{пп}} \cdot (i''_{\text{пп}} - i'_{\text{пп}})$$

$$Q_{\text{пе}} = 716,67 \cdot (3321 - 1147,5) + 604,07 \cdot (3553,5 - 2912,6) = 1944830,7$$

где $i_{\text{пе}}$ - энтальпия перегретого пара, кДж/кг, $i_{\text{пе}} = f(P_{\text{пе}}, t_{\text{пе}}) = 3321$

Эффективная мощность приводной турбины, кВт:

$$N_{\text{е}}^{\text{тп}} = D_{\text{тпн}} \cdot H_{\text{л}}^{\text{тп}} \cdot \eta_{\text{м}}^{\text{тп}} \quad (103)$$

где: $D_{\text{тпн}} = 41,28$ - расход пара на турбопривод питательного насоса, кг/с;

$H_{\text{л}}^{\text{тп}} = i_0^{\text{тп}} - i_{\text{к}}^{\text{тп}} = 3341 - 2439 = 902$ - действительный теплоперепад пара в турбине питательного насоса, кДж/кг;

$\eta_{\text{м}}^{\text{тп}} = 0,99$ - механический КПД приводной турбины.

$$N_{\text{е}}^{\text{тп}} = 41,28 \cdot 902 \cdot 0,99 = 36862$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт

$$Q_{\text{т}}^{\text{э}} = Q_{\text{т}} - Q_{\text{т}} = 1916738,98 - 167346,93 = 1749392,05$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{от}}}{\eta_{\text{сп}}} \quad (104)$$

где: $Q_{\text{от}} = 164$ - максимальная отопительная нагрузка, МВт;

$\eta_{\text{сп}} = 0,98$ - КПД сетевых подогревателей.

$$Q_{\tau} = \frac{164000}{0,98} = 167346,93$$

Полный расход условного топлива, кг/с

$$B = \frac{Q_{\text{ту}}}{0,98 \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{пт}}} = \frac{1916738,98}{0,98 \cdot 29310 \cdot 0,91} = 73,425 \quad (105)$$

Расход топлива на выработку электроэнергии, кг/с

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \cdot \frac{W_{\text{отп}}}{W - W_{\text{э}}^{\text{сн}}} = 73,425 \cdot 0,919 \cdot \frac{728000}{800000 - 40000} = 64,636 \quad (106)$$

Принимая мощность собственных нужд блока 9 % [4], отпущенная мощность составляет, кВт

$$W_{\text{отп}} = W_{\text{э}} - e_{\text{сн}} \cdot W = 800000 - 0,09 \cdot 800000 = 728000 \quad (107)$$

Мощность собственных нужд, затраченная только на производство электроэнергии, кВт:

$$W_{\text{э}}^{\text{сн}} = e_{\text{э}}^{\text{сн}} \cdot W = 0,05 \cdot 800000 = 40000 \quad (108)$$

где

$$e_{\text{э}}^{\text{сн}} = 0,05 \text{ доля электроэнергии затраченная на собственные нужды [4].}$$

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_9 = \frac{Q_{\text{тy}}^3 + \Delta Q_{\text{отб}}^3 + Q_{\text{тy}}^{\text{чн}}}{Q_{\text{тy}}^3 + \Delta Q_{\text{отб}}^3 + Q_{\text{тy}}^{\text{чн}} + Q_{\text{тy}}^{\text{т}}} = \frac{1749392,05 + 77534,17 + 95836,949}{1749392,05 + 77534,17 + 95836,949 + 167346,93} = 0,919$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара, кВт:

$$\begin{aligned} \Delta Q_{\text{отб}}^3 &= [Q_{\text{т1}} \cdot (1 - \xi_{\text{вс}}) + Q_{\text{т2}} \cdot (1 - \xi_{\text{нс}})] \cdot \frac{Q_{\text{т}}^{\text{отб}}}{Q_{\text{тy}}^{\text{т}}} = \\ &= [51265,33 \cdot (1 - 0,554) + 98682,024 \cdot (1 - 0,446)] \cdot 1 = 77534,17 \end{aligned} \quad (109)$$

Коэффициенты ценности тепла:

$$\begin{aligned} \xi_{\text{вс}} &= \frac{i_{\text{вс}} - i_{\text{к}}}{i_0 + \Delta q_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 + \Delta q_{\text{пп}} - i_{\text{вс}}}{i_0 + \Delta q_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \right) = \frac{3081 - 2376}{3323 + 613 - 2376} \cdot \\ &\cdot \left(1 + 0,4 \cdot \frac{3323 + 613 - 3081}{3323 + 613 - 2376} \right) = 0,554 \end{aligned} \quad (110)$$

$$\begin{aligned} \xi_{\text{нс}} &= \frac{i_{\text{нс}} - i_{\text{к}}}{i_0 + \Delta q_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 + \Delta q_{\text{пп}} - i_{\text{нс}}}{i_0 + \Delta q_{\text{пп}} - i_{\text{к}}} \right) = \frac{2930 - 2376}{3323 + 613 - 2376} \cdot \\ &\cdot \left(1 + 0,4 \cdot \frac{3323 + 613 - 2930}{3323 + 613 - 2376} \right) = 0,446 \end{aligned} \quad (111)$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата, кВт:

$$Q_{\text{тy}}^{\text{чн}} = 0,05 \cdot Q_{\text{тy}} = 0,05 \cdot 1916738,98 = 95836,949 \quad (112)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{\text{тy}}^3 = Q_{\text{тy}} - Q_{\text{т}} = 1916738,98 - 167346,93 = 1749392,05 \quad (113)$$

Расход топлива на выработку тепла, кг/с:

$$B_T = B - B_3 = 73,425 - 64,636 = 8,789 \quad (114)$$

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии, кг/кВт·ч:

$$b_3 = \frac{B_3}{W_{\text{отп}}} \cdot 3600 = \frac{64,636}{746200} \cdot 3600 = 0,291 \quad (115)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, кг/ГДж:

$$b_T = \frac{B_T}{Q_{\text{от}}^{\text{max}}} \cdot 10^6 = \frac{8,789}{164000} \cdot 10^6 = 53,589 \quad (116)$$

4 Экономическая часть

4.1 Определение экономии топлива в процессе эксплуатации

Число часов фактической работы турбоагрегата, т.е. календарное время за вычетом простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год:

$$T_P = 8760 - T_{\text{РЕМ}}, \quad (117)$$

где

$T_{\text{РЕМ}}$ – время простоя в ремонте, ч;

$$T_P = 8760 - 1145 = 7615$$

Выработка электроэнергии на КЭС, МВт ч:

$$W = N_{\text{уст}} \cdot T_{\text{уст}}, \quad (118)$$

где

$N_{\text{уст}}$ – установленная мощность станции, МВт;

$T_{\text{уст}}$ – число часов использования установленной мощности, ч. Задаётся режимами работы оборудования;

$$W = 800 \cdot 7200 = 5760000$$

Средняя нагрузка электростанции, МВт :

$$P_{\text{кэс}} = \frac{W}{T_p}, \quad (119)$$

где

T_p – число часов фактической работы, ч;

$$P_{\text{кэс}} = 5760000 / 7615 = 756,4 \quad (120)$$

Среднегодовая нагрузка энергоблока, МВт :

$$P_{\text{бл}} = \frac{P_{\text{кэс}}}{n_{\text{бл}}}, \quad (121)$$

где

$n_{\text{бл}}$ – число блоков;

$$P_{\text{бл}} = 756,4 / 1 = 756,4 \quad (122)$$

Результаты расчётов двух вариантов сводим в таблицу 4.1:

Таблица 4.1 – Основные технико-экономические показатели станции

Наименование показателя	Единицы измерения	Значение показателя	
		До модернизации	После модернизации
Установленная мощность	кВт	800000	800000
Состав основного оборудования		К-800	К-800
Число часов использования установленной мощности	час	7200	7200

Продолжение таблицы 4.1 – Основные технико-экономические показатели станции

Годовая выработка электроэнергии на ГРЭС	кВт ч	5760000000	5760000000
Годовая выработка тепла на ГРЭС	Гкал	1015488	1015488
Годовой отпуск энергии с шин станции	кВт ч	5500800000	5500800000
Годовой расход условного топлива на выработку одного кВт ч /год	кг	1762560000	1676160000
Годовой расход условного топлива на выработку одного кг/Гкал в год	кг	237012	227694
Суммарный годовой расход условного топлива на выработку ЭЭ и ТЭ	кг	1762797012	167638769
Экономия условного топлива в год	кг	86409317	
Экономия денежных средств в год	Руб./год	148 953 762	
Полный расход условного топлива	кг/сек	77,132	73,425
Расход топлива на выработку электроэнергии	кг/сек.	67,984	64,636
Расход топлива на выработку тепла	кг/сек.	9,148	8,789
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии	кг/кВт·ч	0,306	0,291

Окончание таблицы 4.1 – Основные технико-экономические показатели станции

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, кг/ГДж (кг/Гкал)	кг/ГДж (кг/Гкал)	55,782 (0,233)	53,589 (0,224)
--	------------------	----------------	----------------

4.2 Определение срока окупаемости проекта

4.2.1 Показатели эффективности инвестиционного проекта

Экономическая оценка мероприятий по реконструкции существующих ТЭС предполагает расчет коммерческой эффективности инвестиций, направляемых на данные цели, которая определяется на основе анализа хозрасчетных показателей предприятий.

Для оценки коммерческой эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиций инвестиционного проекта: чистый доход, срок окупаемости, рентабельность, внутренняя норма доходности.

Показатели эффективности определяются методом дисконтирования, который позволяет учесть неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, относящихся к разным периодам времени осуществления проекта.

Первый в системе показателей коммерческой эффективности – чистый доход, который определяется как превышение интегральных результатов над интегральными затратами.

С учетом разграничения общей суммы затрат, стоимостной оценкой результата является, во-первых, прирост прибыли, достигаемый при внедрении тех или иных мероприятий, а так же, «амортизационные отчисления», являющиеся не статьей расхода, а наравне с прибылью – внутренним источником финансирования.

В качестве основного подхода к расчету результата от внедрения мероприятий по реконструкции предлагается использовать расчленение полного (интегрального) результата на отдельные составляющие. Так, прирост прибыли предприятия наблюдается как вследствие увеличения выручки от реализации

4.2.2 Расчет капитальных вложений

Капитальные вложения по проекту реконструкции определяются на основании сметной стоимости конструктивных работ по разделам: стоимость работ, стоимость материалов, стоимость использования машин.

Смета затрат на модернизацию приведена в таблице 4.2 по [7] и [8].

Таблица 4.2 – Смета затрат на модернизацию

Наименование (шифр)	Наименование работ и затрат	Единица измерения	Кол-во единиц	Стоимость единицы, руб.	Стоимость общая, руб.
6-03-013-07	Демонтаж. Колонка деаэрационная повышенного давления	Шт.	1	25918,263	25918,263
6-05-001-07	Монтаж. Подогреватель (ПНД-5),	Шт.	1	1762,28	1762,28
6-05-001-11	Демонтаж. Подогреватель (ПВД6)	Шт.	1	948,92	948,92
07-04-001-10	Демонтаж бустерного насоса	Шт.	1	1577,74	1577,74
07-04-001-11	Демонтаж Кэн 3	Шт.	1	1708,99	1708,99
12-01-004-19	Демонтаж. Трубопровод отборного пара с 3 отбора до ПВД 6.	Шт.	1	3847,15	3847,15
12-01-004-19	Демонтаж. Трубопровод отборного пара с 4 отбора до деаэратора	Шт.	1	5215,94	2607,97
12-01-004-22	Демонтаж. Трубопровод дренажного трубопровода с ПВД6 до деаэратора	Шт.	1	578,549	578,549
12-01-004-19	Монтаж. Трубопровод отборного пара с 4 отбора до ПНД5:	Шт.	1	2086,376	2086,376
12-01-004-13	Частичный демонтаж. Дренажный трубопровод с нижнего сетевого подогревателя в деаэратор	Шт.	1	403,4	403,4
12-01-004-13	Монтаж. Дренажный трубопровод с нижнего сетевого подогревателя в конденсатор основной турбины	Шт.	1	1894,17	1894,17
12-01-004-15	Монтаж. Дренажный трубопровод с ПНД5 до ПНД4:	Шт.	1	172,38	172,38

Продолжение таблицы 4.2 – Смета затрат на модернизацию

12-01-004-13	Монтаж. Дренажный трубопровод с ПВД7 до смесителя:	Шт.	1	1183,854	1183,854
12-01-004-13	Монтаж. Дренажный трубопровод с ПНД4 до ПНД2	Шт.	1	3946,18	1894,17
	Неучтенные материалы				35876,71
	Материалы и оборудование				
	Подогреватель низкого давления ПН 1900-32-7	Шт.	1	2 593 500	2 593 500
	Наименование	Единица измерения	Кол-во	Длина, м	Стоимость общая, руб.
	Труба, 219*6 мм	Шт.	1	48	90475,2
	Труба, 219*6 мм	Шт.	1	4	7539,6
	Труба, 219*6 мм	Шт.	1	30	56547
	Труба, 219*6 мм	Шт.	1	48	90475,2
	Труба, 630*10 мм	Шт.	1	40	913497,1
	Итого				1158534,1
	Доставка оборудования и трубопроводов				
	Наименование	Количество, шт.	Масса, кг.	Общая стоимость, руб.	
	Подогреватель низкого давления ПН 1900-32-7	1	49000	622610,48	
	Трубопроводы	5	10 874	78 773,20	
Итого по разделу Работы				52437,812	
С коэффициентом 3,596 (коэффициент удорожания сметной стоимости)				188566,372	
С коэффициентом 1,5 (коэффициент на производство монтажных работ)				282849,558	

Окончание таблицы 4.2 – Смета затрат на модернизацию

С коэффициентом 1,3 (районный коэффициент)	367704,425
Итого	367704,425
Итого по разделу Материалы	3787910,81
Итого по разделу Материалы с учетом НДС (18%)	4469734,756
Итого по разделу эксплуатации машин (без учета оплаты труда машинистов)	81449,22
Итого по разделу эксплуатации машин (без учета оплаты труда машинистов) с учетом НДС (18%)	96110,08
Итого по разделу доставки	701383,68
Итого по смете	5634932,941
Итого по смете с учетом стоимости проекта	7134932,941
Итого с учетом промышленной экспертизы	7634932,941

4.2.3 Расчёт доходов от реализации проекта

При расчёте прибыли от реализации проекта будем учитывать прибыль от экономии топлива, амортизационные отчисления.

Денежный поток от экономии топлива при производстве электрической энергии, млн.руб./год,

$$П_{э\text{э}} = W_{\text{э}} * (b_{\text{э}} - b_{\text{эпр}}) * T_{\text{э}} * Ц \quad (123)$$

где

$W_{\text{э}}$ – электрическая нагрузка блока до реконструкции, кВт;

$b_{\text{э}}$ – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч), до реконструкции;

$b_{\text{эпр}}$ – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·ч), после реконструкции;

$T_{\text{э}}$ – время работы турбины в конденсационном режиме, ч/год;

$Ц$ – цена топлива, руб./т.у.т;

$$П_{\text{э\text{э}}} = 800000 * (0,306 - 0,291) * 7200 * 1724 * 10^{-6} = 148937,7 \quad (124)$$

Денежный поток от экономии топлива при производстве тепловой энергии, млн.руб./год,

$$П_{\text{т\text{э}}} = Q_{\text{тпр тпр}} * (b_{\text{т}} - b_{\text{тпр}}) * T_{\text{т}} * Ц \quad (125)$$

где

$Q_{\text{тпр}}$ – тепловая нагрузка блока до реконструкции, кВт;

$b_{\text{т}}$ – удельный расход условного топлива на выработку тепла до реконструкции, кг/Гкал;

$b_{\text{тпр}}$ – удельный расход условного топлива на выработку тепла после реконструкции, кг/Гкал;

$T_{\text{т}}$ – время работы турбины в теплофикационном режиме, ч/год;

$$\Pi_{\text{тэ}} = 164000 * (0,234 - 0,224) * 6480 * 1724 * 10^{-6} = 16809,333 \quad (126)$$

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год,

$$U_a = K * H_a \quad (127)$$

где

H_a – средняя норма амортизации станции в целом;

K – капитальные вложения;

$$K = 5745244,269 \text{ руб.}$$

$$U_a = 5,8 * 6,70\% = 0,3886 \quad (128)$$

Денежный поток с учётом налога на прибыль, млн.руб./год,

$$\Pi = \Pi_{\text{пт+ээ}} * 0,8 + U_a = 165747,033 * 0,8 + 0,3886 = 132598,015 \quad (129)$$

где

$\Pi_{\text{пт+ээ}}$ – денежный поток от экономии топлива при производстве тепловой и электрической энергии, млн.руб.,

Далее проводим расчеты показателей экономической эффективности.

Чистый дисконтированный доход, млн.руб:

$$\text{ЧДД} = \sum_{n=0}^{10} \frac{\Pi}{(1+E)^n} - K, \quad (130)$$

где

$E = 0,15$ – ставка дисконта;

n – порядковый номер года.

Результаты расчета срока окупаемости капитальных вложений в реконструкцию тепловой схемы Березовской ГРЭС – 1 сведены в таблицу 4.3.

4.2. 4 Расчёт срока окупаемости

Экономическая оценка мероприятий по реконструкции существующих ТЭС предполагает расчет коммерческой эффективности инвестиций, направляемых на данные цели, которая определяется на основе анализа хозрасчетных показателей предприятий.

Для оценки коммерческой эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиций инвестиционного проекта: чистый доход, срок окупаемости, рентабельность, внутренняя норма доходности.

Показатели эффективности определяются методом дисконтирования, который позволяет учесть неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, относящихся к разным периодам времени осуществления проекта.

Первый в системе показателей коммерческой эффективности – чистый доход, который определяется как превышение интегральных результатов над интегральными затратами.

С учетом разграничения общей суммы затрат, стоимостной оценкой результата является, во-первых, прирост прибыли, достигаемый при внедрении на практике тех или иных мероприятий, а во-вторых, «амортизационные отчисления», являющиеся не статьей расхода, а наравне с прибылью – внутренним источником финансирования.

В качестве основного подхода к расчету результата от внедрения мероприятий по реконструкции предлагается использовать расчленение полного (интегрального) результата на отдельные составляющие. Так, прирост прибыли предприятия наблюдается как вследствие увеличения выручки от реализации продукции основного производства, так и вследствие экономии текущих затрат по производству продукции.

Оценка планируемых затрат и результатов осуществляется в пределах расчетного периода, включающего продолжительность процесса инвестиций и продолжительность периода отдачи от инвестиций.

Расчёт срока окупаемости станции с учетом фактора времени приведен в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Срок окупаемости капитальных вложений с плановой рентабельностью

Показатели	Расчётный период										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1) Денежный поток по инвестиционной деятельности – кап.вложения(К), млн. руб.	- 7,635	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2) Чистый денежный поток, млн.руб.	-7,635	8	8	8	8	8	8	8	152,598	132,598	132,598
4) Коэффициент дисконтирования $1/(1+0,15)^n$	1	<p style="text-align: center;">ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ И ЖИЛИЩНО-КОММУНАЛЬНОМУ КОМПЛЕКСУ (Госстрой России)</p> <p style="text-align: center;">УКАЗАНИЯ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ФЕДЕРАЛЬНЫХ ЕДИНИЧНЫХ РАСЦЕНОК НА МОНТАЖ ОБОРУДОВАНИЯ (ФЕРм-2001)</p> <p style="text-align: center;">МДС 81-37.2004</p>							0,526902	0,284262	0,247185
5) Чистый дисконтированный доход, млн.руб.	-7,635	3026	100,2631	87,18535	75,81335	65,92465	57,32578	49,84851	43,34653	37,69263	32,7762
6) Чистый дисконтированный доход нарастающим итогом, млн.руб.	-7,635	107,6676	207,9308	295,1161	370,9295	436,8541	494,1799	544,0284	587,3749	625,0676	657,8438

Так как ЧДД нарастающим итогом становится больше нуля уже на первом году, следовательно, срок окупаемости проекта реконструкции тепловой схемы блока К-800 составляет примерно год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном курсовом проекте был выполнен проект реконструированного блока К-800-240 с бездеаэрационной схемой нейтрально-кислородного водного режима, на твердом топливе с электрической мощностью 800 МВт и максимальной отопительной нагрузкой 164 МВт в районе города Шарыпово. В качестве основного оборудования были выбраны: турбина К-800-240 и котел П-67.

При выполнении проекта были произведены следующие расчеты:

1. Расчет принципиальной тепловой схемы до реконструкции.
2. Расчет принципиальной тепловой схемы после реконструкции.
3. Расчет технико-экономических показателей до и после реконструкции.
4. Расчет экономической части проекта, в котором был выполнен расчет капитальных затрат на реконструкцию и срока окупаемости предлагаемого проекта реконструкции.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Григорьева, В. А. Тепловые и атомные электрические станции: справочник / В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 624 с.
2. Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций: учеб. пособие / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск, КрПИ, 1991. – 43 с.
3. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции: учеб. пособие для вузов / В. Я. Рыжкин – М.: Энергоатомиздат, 1967. – 315 с.
4. Тепловые и атомные электрические станции: справочник / В. И. Абрамов, Г. Г. Бартомолей, Б. С. Белосельский и др.; под общ. ред. В. А. Григорьева и В. Н. Зорина. – М.: Энергоиздат, 1989.
5. Ривкин, С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара: учеб / С.Л. Ривкин, А.А. Александров – М.: Энергия, 1980. – 425 с.
6. Рыжкин, В. Я. Тепловые электрические станции / В. Я. Рыжкин – М.: Энергоатомиздат, 1987.
7. Федеральные единичные расценки на монтаж оборудования ФЕРм – 2001 – 06. Теплосиловое оборудование. М.: Госстрой России, 2003. – 94 с.
8. Государственные сметные нормативы. Федеральные Единичные расценки на монтаж оборудования. ФЕРм 81-03-ОП-2001 Общие положения. Москва, 2014. – 58 с.
9. Цыганок, А. П. Тепловые и атомные электрические станции: учеб. пособие В 2 ч. Ч. 2. / А. П. Цыганок. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2000. - 123 с.
10. Цыганок, А. П. Проектирование тепловых электрических станций: учеб. пособие / А. П. Цыганок, С. А. Михайленко. – Красноярск, КрПИ, 1991. – 43 с.
11. Леонкова, А.М. Тепловые электрические станции. Дипломное проектирование: учеб. пособие / А.М. Леонкова, Яковлев Б.В. – М.: Высшая. школа, 1978. – 232 с. СНиП 21-01-97 Пожарная безопасность зданий и сооружений. – М.: Стройиздат, 1997. – 152 с.
12. Характеристика оборудования бл. 800 МВт БГРЭС-1 (Справочник) / Красноярскэнерго. – г. Черненко, 96 с.

13. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: Стройиздат, 2003. – 178 с.
14. Производственная инструкция по эксплуатации паровой турбины К-800-240-5*. Введ. 10.01.2010.- Распоряжением Главного инженера филиала «Берёзовская ГРЭС» ОАО «Э.ОН Россия», 2011. 64с.
15. Производственная инструкция по эксплуатации котельного агрегата П-67*. Введ. 9.12.2009.- Распоряжением Главного инженера филиала «Берёзовская ГРЭС» ОАО «Э.ОН Россия», 2011. 57с.
16. Производственная инструкция по эксплуатации деаэрационной установки энергоблока 800 МВт*. Введ. 07.09.2009. - Распоряжением Главного инженера филиала «Берёзовская ГРЭС» ОАО «Э.ОН Россия», 2011. 24с.
17. Производственная инструкция по эксплуатации вакуумной системы установки энергоблока 800 МВт*. Введ. 07.09.2009. - Распоряжением Главного инженера филиала «Берёзовская ГРЭС» ОАО «Э.ОН Россия», 2011. 27с.